

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-171378

(43)Date of publication of application : 26.06.2001

(51)Int.Cl. B60K 17/356  
B60K 6/02  
B60K 17/34  
B60K 41/00  
B60L 11/14  
F02D 29/02

(21)Application number : 2000-308306

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 06.10.2000

(72)Inventor : MIKAMI TSUYOSHI  
KONDO KOICHI

(30)Priority

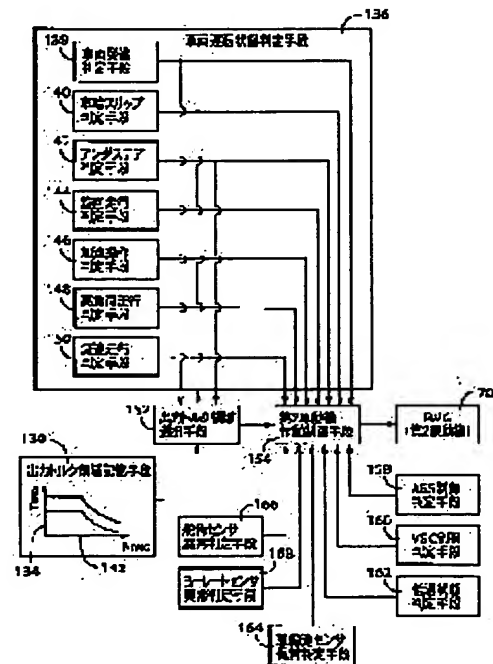
Priority number : 11287930 Priority date : 08.10.1999 Priority country : JP

(54) CONTROLLER FOR FOUR WHEEL DRIVE VEHICLE

(57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a controller for a four wheel drive vehicle driving front and rear wheels with an appropriate driving force distribution ratio coping even with changes of a vehicular state, a driven state of the vehicle, or a road condition for providing a target driving force.

**SOLUTION:** In this controller for a four wheel drive vehicle, to output the target driving force FT (target driving torque TT) to a front wheel side and a rear wheel side determined from, for example, a relationship stored in advance shown in figure 13 on the basis of an actual operated degree of an output operating means by a driver, namely, an accelerator opening  $\theta A$  and a vehicle speed V, a front wheel driving force and a rear wheel driving force are controlled on the basis of the vehicular state (a rear wheel load share ratio of figure 15 and paragraph 0107), the driven state of the vehicle (a front and rear wheels rotational speed difference of figure 11 and paragraph 009, a fore and aft G sensor of figure 23 and paragraphs 0137 and 0138), and the road condition (a road surface  $\mu$  and a road gradient of figure 23 and paragraphs 0138 and 0139). By this, to provide the target driving force FT required by the driver, a four wheel drive appropriately reflecting the vehicular state, the driven state of the vehicle, and the road condition is possible.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

01.04.2004

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

**\* NOTICES \***

JPO and NCIP are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

**CLAIMS**

---

[Claim(s)]

[Claim 1] In the control unit of the four-wheel drive car which enabled the drive of either a front wheel or a rear wheel by the 1st prime mover, and enabled the drive of another side by the 2nd prime mover The control unit of the four-wheel drive car characterized by controlling the front-wheel drive force and rear wheel driving force for asking for target driving force based on actuation extent and the vehicle speed of an output actuation means by the operator, and making this target driving force output from a front-wheel and rear wheel side based on a car condition or the operational status of the car.

[Claim 2] Said 1st prime mover is the control unit of the four-wheel drive car of claim 1 which is the compound prime mover which consists of two or more sources of power.

[Claim 3] Said 1st prime mover is the control unit of the four-wheel drive car of claim 1 which is the compound prime mover which changes from the source of power where formats differ to mutual [ two or more ].

[Claim 4] Said 2nd prime mover is the control unit of the four-wheel drive car of claim 1 which is what consists of at least one motor thru/or either of 3.

[Claim 5] Said 2nd prime mover is the control unit of the four-wheel drive car of claim 4 which is what drives the rear wheel of a four-wheel drive car.

[Claim 6] Claim 1 which is what changes the driving force allocation between said order rings based on target driving force thru/or the control unit of one four-wheel drive car of 5.

[Claim 7] Said car condition is the control unit of the four-wheel drive car of claim 6 which is in the start condition of a car and is what changes the driving force allocation between order rings based on target driving force at the time of start of this car.

[Claim 8] Said car condition is the control unit of the four-wheel drive car of claim 1 which is in the start condition of a car and is what is changed so that the partition ratio of the wheel for which the driving force allocation ratio of an order ring is driven [ rather than the time of target driving force being beyond a predetermined value ] by the prime mover of the thermally more disadvantageous one of said 1st prime mover and the 2nd prime mover at the time under of a predetermined value at the time of start of this car may be made small thru/or either of 5.

[Claim 9] It is the control unit of the four-wheel drive car of claim 5 which said car condition is in the start condition of a car, and is what is changed so that the partition ratio by the side of the wheel for which the driving force allocation ratio of an order ring is driven by the 2nd prime mover at the time under of a predetermined value rather than the time of target driving force being beyond a predetermined value at the time of start of this car may be made small.

[Claim 10] Said predetermined value is the control unit of the four-wheel drive car of claims 8 or 9 determined from the maximum driving force which does not result in a slip on a predetermined low coefficient-of-friction road surface.

[Claim 11] It is the control unit of the four-wheel drive car characterized by to consider as the four flower drive which drives a front wheel and a rear wheel in the control unit of the four-wheel drive car which enabled the drive of either a front wheel or a rear wheel by the 1st prime mover, and enabled the drive of another side by the 2nd prime mover when the operational status of a car is in the condition of the start condition, an acceleration condition, or the low

coefficient-of-friction road surface run states, and to consider as the two flower drive which drives either a front wheel or a rear wheel when it is not any , either

[Claim 12] It is the control unit of the four-wheel drive car of claim 11 which is what is considered as a four-flower drive when it is [ light load / of a car ] under transit.

[Claim 13] Said 1st prime mover and 2nd prime mover are the control unit of the four-wheel drive car of claims 11 or 12 which are things including a motor.

[Claim 14] Said 1st prime mover is the control unit of the four-wheel drive car of claim 13 which is a thing containing an engine.

[Claim 15] The control unit of the four-wheel drive car of claims 13 or 14 which are what a wheel may drive only with the motor included in said 1st prime mover or 2nd prime mover at the time of start of a car.

[Claim 16] At the time of braking of a car, or coasting transit, it is the control unit of the four-wheel drive car of claim 13 which is what performs regenerative control which used said motor as a generator thru/or either of 15.

[Claim 17] Said 1st prime mover or 2nd prime mover is the control unit of the four-wheel drive car of claims 11 or 12 which are things including the source of power in which regenerative control is possible.

[Claim 18] Said 1st prime mover is the control unit of the four-wheel drive car of claim 17 which is a thing containing an engine.

[Claim 19] The control unit of the four-wheel drive car of claims 17 or 18 which are what a wheel may drive only with the motor which is included in said 1st prime mover or 2nd prime mover, and in which energy regeneration is possible at the time of start of a car.

[Claim 20] It is the control unit of the four-wheel drive car of claim 17 which is what performs regenerative control using the motor in which said energy regeneration is possible thru/or either of 19 at the time of braking of a car, or coasting transit.

[Claim 21] It is the control unit of the four-wheel drive car of claim 18 which is what the 1st prime mover drives a wheel only with an engine, or drives a wheel by the engine and the source of power in which energy regeneration is possible at the time of the load more than predetermined thru/or either of 20.

[Claim 22] It is the control unit of the four-wheel drive car of claim 14 which is what the 1st prime mover drives a wheel only with an engine, or drives a wheel with an engine and a motor at the time of the load more than predetermined thru/or either of 16.

[Claim 23] The control unit of the four-wheel drive car characterized by controlling the driving force which should ask for target driving force based on actuation extent and the vehicle speed of an output actuation means of an operator, and should be outputted from a front-wheel and rear wheel side based on the target driving force in the control unit of the four-wheel drive car which enabled the drive of a front wheel and a rear wheel by the prime mover based on a car condition.

---

[Translation done.]

**\* NOTICES \***

JP0 and NCIP1 are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.\*\*\*\* shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

---

**DETAILED DESCRIPTION**

---

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] About the control unit of a four-wheel drive car, by changing the driving force allocation ratio of an order ring according to target driving force at the time of car start especially, this invention reduces the drive of a rear wheel drive motor as much as possible, and controls a temperature rise.

[0002]

[Description of the Prior Art] In the four-flower drive car which drives a front wheel with the engine which functions as the 1st prime mover, and drives a rear wheel with the motor which functions as the 2nd prime mover, the control unit which increases the output torque of a motor to an engine output torque is known according to accelerator opening. For example, the four-wheel drive car with a motor indicated by JP,63-188528,A is it.

[0003]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] In the above-mentioned conventional four-flower drive car, based on an accelerator pedal and the vehicle speed, the output of the motor is controlled to heighten the output of a motor, so that accelerator opening is large. However, in the four-flower drive transit which controls the output of the motor which drives the engine which drives a front wheel, and a rear wheel according to operational status, there was still room of amelioration. For example, if it faces making the target driving force aiming at an operator's demand driving force output from a front wheel and a rear wheel and a car condition, the operational status of a car, or a road condition changes, it will become the driving force allocation ratio which is not suitable, and will become inadequate four-flower drive transit.

[0004] The place which succeeded in this invention against the background of the above situation, and is made into the purpose is to offer the control unit of the four-wheel drive car with which an order ring is driven by the suitable driving force allocation ratio corresponding to it, and target driving force is obtained, even if a car condition, the operational status of a car, or a road condition changes.

[0005]

[The 1st means for solving a technical problem] The place made into the summary of this invention for attaining this purpose In the control unit of the four-wheel drive car which enabled the drive of either a front wheel or a rear wheel by the 1st prime mover, and enabled the drive of another side by the 2nd prime mover It asks for target driving force based on actuation extent and the vehicle speed of an output actuation means by the operator, and is in controlling the front-wheel drive force and rear wheel driving force for making the target driving force output from a front-wheel and rear wheel side based on a car condition, the operational status of the car, or a road condition.

[0006]

[The 1st effect of the invention] If it does in this way, in order to make the target driving force called for based on actuation extent and the vehicle speed of an output actuation means by the operator output from a front-wheel and rear wheel side Since the front-wheel drive force and rear wheel driving force are controlled based on a car condition, the operational status of a car,

or a road condition, in order to obtain the driving force which the operator is demanding, the four-flower drive of the driving force allocation ratio reflected appropriately of a car condition, the operational status of a car, or a road condition is attained.

[0007]

[Other modes of the 1st invention] Here, suitably, the above-mentioned target driving force is computed based on actual accelerator opening and the actual vehicle speed from the relation memorized beforehand, and the driving force outputted from an order ring based on the load assignment ratio (car condition) of an order ring, an order ring rotational-speed difference, order acceleration (operational status), road surface coefficient of friction, and road surface inclination (road condition), respectively is controlled.

[0008] Moreover, said 1st prime mover is a compound prime mover which consists of two or more sources of power, and the source of power where formats differ in mutual [ still more detailed / two or more ] suitably. If it does in this way, since a compound prime mover may be operated in the field where the effectiveness is high to at least one of the sources of power which constitute it, fuel consumption will be raised.

[0009] Moreover, said 2nd prime mover consists of the motor generator equipped with one piece, or two motors or generation-of-electrical-energy functions or more suitably. This 2nd prime mover drives the front wheel of a four-wheel drive car, and the rear wheel of the rear wheels suitably.

[0010] Moreover, the control unit of said four-wheel drive car changes the driving force allocation between order rings suitably based on target driving force. For example, if target driving force turns around a predetermined value the bottom, it will change. In the case of low target driving force without fear of a slip, if it does in this way, for example, rear wheel driving force will be made small, and will be suitably prevented in unnecessary power consumption, an unnecessary temperature rise, etc. of a motor for rear drives.

[0011] Moreover, suitably, said car condition is in the start condition of a car, and changes the driving force allocation between order rings based on target driving force at the time of start of the car. If it does in this way, the driving force allocation between the order rings at the time of start of a four-wheel drive car will be appropriately changed based on target driving force.

[0012] Moreover, suitably, said car condition is in the start condition of a car, and it is changed so that the driving force allocation ratio of an order ring may make the partition ratio of a wheel which drives by the prime mover of the thermally more disadvantageous one of said 1st prime mover and the 2nd prime mover at the time under of a predetermined value smaller than the time of target driving force being beyond a predetermined value at the time of start of the car. If it does in this way, since the thermal load of the thermally more disadvantageous one of the 1st prime mover and the 2nd prime mover will be mitigated, continuation of a four-flower drive becomes much more possible.

[0013] Moreover, suitably, said car condition is in the start condition of a car, and at the time of start of the car, it is changed so that the driving force allocation ratio of an order ring may make smaller than the time of target driving force being beyond a predetermined value the partition ratio by the side of the wheel which drives by the 2nd prime mover at the time under of a predetermined value. If it does in this way, since driving force outputted from the 2nd prime mover will be made small, the temperature rise of the 2nd prime mover is controlled and the use range is expanded.

[0014] Moreover, the predetermined value for changing said driving force allocation ratio is suitably determined on a predetermined low coefficient-of-friction road surface from the maximum driving force with which a driving wheel does not result in a slip. If it does in this way, a driving force allocation ratio will be changed into target driving force within the limits below the predetermined value to which a driving wheel does not result in a slip, the output of the 2nd prime mover, i.e., the motor for rear drives, will be made small, and the overheating will be prevented suitably.

[0015]

[The 2nd means for solving a technical problem] The place made into the summary of the 2nd

invention for attaining the above-mentioned purpose In the control unit of the four-wheel drive car which enabled the drive of either a front wheel or a rear wheel by the 1st prime mover, and enabled the drive of another side by the 2nd prime mover It is in considering as the four-flower drive which drives a front wheel and a rear wheel, when the operational status of a car is in the condition of the start condition, an acceleration condition, or the low coefficient-of-friction road surface run states, and considering as the two-flower drive which drives either a front wheel or a rear wheel when it is not any, either.

[0016]

[The 2nd effect of the invention] Since it will consider as the four-flower drive which drives a front wheel and a rear wheel when it is in the condition of the start condition, an acceleration condition, or the low coefficient-of-friction road surface run states if it does in this way, an unnecessary four-flower drive is avoided according to operational status, and overheating of the 2nd prime mover operated in order to consider as a four-flower drive is prevented suitably.

[0017]

[Other modes of the 2nd invention] Here, suitably, during light load transit of a car, i.e., moderation transit, the control device of said four-wheel drive car is considered as a four-flower drive, when it is [ non-accelerating without brakes operation ] under transit. If it does in this way, it will be switched to a four-flower drive at the time of light load transit.

[0018] Moreover, the 1st prime mover contains an engine suitably including the source of power, i.e., the motor, (motor generator) in which the regenerative control of said 1st prime mover and 2nd prime mover is possible. If it does in this way, driving force may be generated from a motor so that an engine may be operated in an efficient field.

[0019] Moreover, at the time of start of a car, a wheel may drive suitably only the motor included in said 1st prime mover or 2nd prime mover only with the motor in which energy regeneration is possible. If it does in this way, since an engine will be started by the non-operating state, the fuel consumption of a car is improved.

[0020] Moreover, regenerative control which used said motor as a generator is suitably performed at the time of braking of a car, or coasting transit. If it does in this way, the rate of energy regeneration will improve and the fuel consumption of a car will be improved.

[0021] Moreover, suitably, at the time of the load more than predetermined, the 1st prime mover drives a wheel only with an engine, or drives a wheel with the source of power or motor in which an engine and energy regeneration are possible. If it does in this way, sufficient driving force will be secured in a four-wheel drive car.

[0022]

[The 3rd means for solving a technical problem] In the control unit of the four-wheel drive car which enabled the drive of a front wheel and a rear wheel by the prime mover, the place made into the summary of the 3rd invention for attaining the above-mentioned purpose asks for target driving force based on actuation extent and the vehicle speed of an output actuation means of an operator, and is to control the driving force which should be outputted from a front-wheel and rear wheel side based on the target driving force based on a car condition.

[0023]

[The 3rd effect of the invention] Since the front-wheel drive force and rear wheel driving force are controlled based on a car condition in order to make the target driving force called for based on actuation extent and the vehicle speed of an output actuation means by the operator output from a front-wheel and rear wheel side, if it does in this way, in order to obtain the driving force which the operator is demanding, the four-flower drive of a car condition reflected appropriately is attained.

[0024]

[Other modes of the 3rd invention] Here, while a front wheel and a rear wheel are connected with a common prime mover in actuation, the driving force allocation ratio to the front wheel and rear wheel of driving force which were outputted from the prime mover is changed with a driving force allocation clutch. If it does in this way, it will become unnecessary to form a prime mover in two or more places.

[0025] Moreover, the 1st prime mover by which the place made into the summary of other invention drives either a front wheel or a rear wheel, It is the control unit of a ring drive car in order to make into the inside of the target slip ratio field of one wheel slip ratio of the 2nd prime mover which drives the wheel of another side, and the wheel of one of these, before and after having the traction control means which reduces the driving force of one wheel. (a) So that the real slip condition between order rings may be in the target slip condition between order rings A torque allocation feedback control means to control torque allocation of a front wheel and a rear wheel, and (b) It is under [ non-performing / activation of the traction control by said traction control means, and ] setting. It is in including a feedback control actuation modification means to change the feedback control actuation by said torque allocation feedback control means. Since feedback control of the torque allocation of a front wheel and a rear wheel will be carried out so that the real slip condition between order rings may be in the target slip condition between order rings with a torque allocation feedback control means if it does in this way, in an order ring drive car order ring, it considers as suitable torque allocation. Moreover, in between under activation of traction control with a feedback control actuation modification means, and un-performing, even if the driving force is controlled in order to make small a slip of the wheel driven by the 1st prime mover by activation of traction control since the feedback control actuation by said torque allocation feedback control means is changed, the amount of control operation to the 2nd prime mover is secured, and the power engine performance of a car is obtained.

[0026] Moreover, the 2nd prime-mover actuation control means which operates the 2nd prime mover suitably based on the torque allocation outputted from the above-mentioned torque allocation feedback control means is established. If it does in this way, torque allocation of the car for making actual slip ratio into target slip ratio will be attained by operating the 2nd prime mover.

[0027] Moreover, suitably, the above-mentioned feedback control actuation modification means is changed [ be / it / under / activation / of said traction control / setting ] so that the rate of a torque assignment of the wheel of the control-objectives value for computing the system deviation value or this system deviation value of the feedback control by said torque allocation feedback control means and another side which actually drives at least one side of a value by the 2nd prime mover may be raised. If it does in this way, since it is changed so that the rate of a torque assignment of the wheel of the control-objectives value for computing the system deviation value or its system deviation value of a torque allocation feedback control means and another side which at least one side of a value actually drives by the 2nd prime mover may be raised, the amount of control operation to the 2nd prime mover will be secured, and the power engine performance of a car will be obtained [ be / it / under / activation / of the traction control by the traction control means / also setting ].

[0028] Moreover, suitably, during activation of said traction control, the above-mentioned feedback control actuation modification means is changed so that the rate of a torque assignment of the wheel of another side which drives the feedback gain of the feedback control type used by said torque allocation feedback control means by the 2nd prime mover may be raised. Since the feedback gain target of a torque allocation feedback control means will be changed so that the rate of a torque assignment of the wheel of another side driven by the 2nd prime mover may be raised if it does in this way, the amount of control operation to the 2nd prime mover is secured, and the power engine performance of a car is obtained [ be / it / under / activation / of the traction control by the traction control means / also setting ].

[0029] Moreover, suitably, during activation of said traction control, the above-mentioned feedback control actuation modification means is changed so that the rate of a torque assignment of the wheel of another side which drives the control output value acquired from the feedback control type used by said torque allocation feedback control means by the 2nd prime mover may be raised. Since the control output value acquired from the feedback control type will be changed so that the rate of a torque assignment of the wheel of another side driven by the 2nd prime mover may be raised if it does in this way, the amount of control operation to

the 2nd prime mover is secured, and the power engine performance of a car is obtained [ be / it / under / activation / of the traction control by the traction control means / also setting ].

[0030] Moreover, the above-mentioned traction control reduces the output of the 1st prime mover, and/or the driving force of one car suitably at the time of start of a low mu way like for example, a hardened snow way or a freezing way. If it does in this way, actuation of the feedback control by said torque allocation feedback control means will be changed [ be / it / under / traction control / by which the output of the 1st prime mover and/or the damping force of one wheel are controlled / setting ].

[0031] Moreover, the place made into the summary of other invention is a ring drive car before and after having the 1st motor for driving a front wheel, and the 2nd motor for driving a rear wheel, and is to make the interrelation of those thermal ratings into a specific condition in said 1st motor and said 2nd motor. If it does in this way, since the interrelation of the thermal rating of the 1st motor and the 2nd motor will be made into a specific condition, the order ring drive car could have the driving force balance taken into consideration, and transit stability can be held.

[0032] Suitably, the thermal rating of the 1st motor of the above is made higher than the thermal rating of said 2nd motor. If it does in this way, since the thermal rating of the 2nd motor which drives a rear wheel is lower than the thermal rating of the 1st motor which drives a front wheel, the output of the 2nd motor by the side of a rear wheel is restricted previously, but since it is a rear wheel, there is an advantage on which the stability of a car is held comparatively.

[0033] Moreover, the place made into the summary of other invention is the control unit of a ring drive car before and after having the 1st motor for driving a front wheel, and the 2nd motor for driving a rear wheel, and is to have a 1st motor actuation increase means to increase actuation of said 1st motor at the time of an actuation limit of the 2nd motor. The total driving force or the regenerative-braking force of a car is secured maintaining the stability of a car comparatively, since actuation of the 1st motor which drives a front wheel at the time of an actuation limit of the 2nd motor for driving a rear wheel will be increased, if it does in this way. For example, while the stability of a car is held by increasing the output of the 1st motor so that total driving force of a car may not be changed at the time of the load limitation of the 2nd motor, and increasing the regeneration of the 1st motor so that the total regenerative-braking force of a car may not be changed at the time of a regeneration limit of the 2nd motor, the total driving force or the regenerative-braking force of a car is secured.

[0034] Suitably, the thermal rating of said 1st motor is made higher than the thermal rating of said 2nd motor. If it does in this way, since the thermal rating of the 2nd motor which drives a rear wheel is lower than the thermal rating of the 1st motor which drives a front wheel, the output of the 2nd motor by the side of a rear wheel is restricted previously, but since it is a rear wheel, there is an advantage on which the stability of a car is held comparatively.

[0035] Moreover, the place made into the summary of other invention is the control unit of a ring drive car before and after having the 1st motor for driving a front wheel, and the 2nd motor for driving a rear wheel, and it sets at the time of an actuation limit of the 1st motor of the above. In order to consider as the target partition ratio which was able to define beforehand the partition ratio of the driving force of an order ring, or damping force, it is in having a 2nd motor-output reduction means to reduce actuation of said 2nd motor. If it does in this way, since it will consider as the target partition ratio as which the driving force partition ratio or damping force partition ratio of an order ring was beforehand determined by reducing actuation of the 2nd motor which drives a rear wheel at the time of an actuation limit of the 1st motor for driving a front wheel, the stability of a car is secured. For example, the output of the 2nd motor is reduced so that may be maintained at the time of the load limitation of the 1st motor, or so that a rear wheel torque assignment ratio may consist of it a front-wheel drive side (FF side).

Moreover, the total driving force or the regenerative-braking force of a car is secured, the stability of a car being held by reducing the regeneration of the 2nd motor similarly at the time of a regeneration limit of the 1st motor.

[0036] Suitably, the thermal rating of said 1st motor is made higher than the thermal rating of

said 2nd motor. If it does in this way, since the thermal rating of the 2nd motor which drives a rear wheel is lower than the thermal rating of the 1st motor which drives a front wheel, the output of the 2nd motor by the side of a rear wheel is restricted previously, but since it is a rear wheel, there is an advantage on which the stability of a car is held comparatively.

[0037] Moreover, in the drive control unit of the car which gives driving force to a driving wheel corresponding to a road grade at the time of start, the place made into the summary of other invention is to set up the driving force so that the retreat vehicle speed may become below the larger predetermined vehicle speed than zero, when giving driving force corresponding to a road grade. thus, since it is set up so that the retreat vehicle speed may become below the larger predetermined vehicle speed than zero, the driving force, i.e., the prime mover, of a car, and will be slightly retreated below with the predetermined vehicle speed before treading in of an accelerator pedal on the occasion of ramp start of a car when giving driving force corresponding to a road grade at the time of start of a car if it carries out, while \*\* is controlled for the bottom of the shearing of a car, an operator can know a road grade correctly -- \*\*. For this reason, an operator can break in according to ramp inclination on the occasion of start of a car.

[0038] Moreover, the place made into the summary of other invention is in the drive control device of the car which gives driving force to a driving wheel corresponding to a road grade at the time of start to stop grant of the driving force corresponding to a road grade during a stop, when the non-operating duration of a brake pedal is longer than a predetermined value. If it does in this way, since \*\* is permitted, in the condition that there is no advance intention from grant of the driving force corresponding to a road grade being stopped during a stop of a car when the non-operating duration of a brake pedal is longer than a predetermined value, the bottom of a shearing can tell an operator about extent of a road grade.

[0039] Moreover, in the drive control unit of the car which gives driving force to a driving wheel corresponding to a road grade at the time of start, in the place made into the summary of other invention, grant of the driving force corresponding to a road grade raises driving force promptly at the time of activation initiation, and it is to decrease driving force gently at the time of the termination of grant of the driving force corresponding to a road grade, or termination. If it does in this way, when giving driving force to a driving wheel corresponding to a road grade at the time of start, driving force is raised promptly, and since driving force is gently decreased at the time of the termination of grant of the driving force corresponding to a road grade, while control of \*\* is promptly performed for the bottom of the shearing in the time of climb way start, grant of driving force will be stopped without sense of incongruity.

[0040] Moreover, it sets to the control unit of the four-wheel drive car which the place made into the summary of other invention enabled the drive of either a front wheel or a rear wheel by the 1st prime mover, and enabled the drive of another side by the 2nd prime mover. It asks for target driving force based on actuation extent and the vehicle speed of an output actuation means of an operator, and is in having controlled the driving force which should be outputted from a front-wheel and rear wheel side based on the target driving force based on the road grade at the time of car start. If it does in this way, target driving force is called for based on actuation extent and the vehicle speed of an output actuation means of an operator, and since the driving force which should be outputted from a front-wheel and rear wheel side based on the target driving force is controlled based on a road grade at the time of car start, the target driving force suitable for a demand of an operator will be called for appropriately, and it will become driving-force allocation of a ring before and after suiting it at the time of inclination start transit.

[0041] Suitably, the drive control unit of the car of the above-mentioned invention sets up the driving force of a car corresponding to a road grade so that the retreat vehicle speed may become within the limits of a predetermined road grade below the predetermined vehicle speed. Since it will no longer be increased more than it by the driving force of the car set up so that the retreat vehicle speed may become below the predetermined vehicle speed when a road grade exceeds a predetermined road grade if it does in this way, an operator can know a road

grade much more correctly.

[0042] Moreover, said predetermined vehicle speed is several km suitably. For example, it is the vehicle speed of 1 thru/or 3 km/h. If it does in this way, the bottom of the shearing of a climb way will be controlled by the value with suitable \*\*.

[0043] Moreover, suitably, in each above-mentioned invention, when it is beyond the predetermined value whose demand driving force which an operator demands is not zero, grant of the driving force corresponding to a road grade is stopped. If it does in this way, when demand driving force will be within the limits from zero to a predetermined value, the driving force which becomes large corresponding to a road grade becoming large is given, and retreat (slipping down) of a car is prevented suitably.

[0044]

[The gestalt of suitable implementation of invention] Hereafter, the example of this invention is explained to a detail, referring to a drawing.

[0045] Drawing 1 is a main point Fig. explaining the configuration of the transmission of the four-flower drive car, i.e., an order ring drive car, with which the drive control unit of one example of this invention was applied. An order [ this ] ring drive car is a car of the format of driving a front-wheel system, the 1st driving gear 10, i.e., main driving gear, equipped with the 1st prime mover, and driving a rear wheel system, the 2nd driving gear 12, i.e., a subdriving gear, equipped with the 2nd prime mover.

[0046] The above-mentioned main driving gear 10 equips this alignment with the engine 14 which is the internal combustion engine operated by burning air and the gaseous mixture of a fuel, the motor generator (henceforth MG) 16 which functions alternatively as an electric motor and a generator, the epicyclic gear drive 18 of a double pinion mold, and the nonstep variable speed gear 20 to which a change gear ratio is changed continuously. The above-mentioned engine 14 functions as the 1st prime mover, i.e., a main prime mover, and is functioning as a prime mover whose MG16 is also the driving source of a car. The above-mentioned engine 14 is equipped with the throttle actuator 21 which drives the throttle valve in order to change opening thetaTH of the throttle valve which controls the inhalation air content of the inhalation-of-air piping.

[0047] The above-mentioned epicyclic gear drive 18 is a synthetic partition system which compounds the force mechanically or is distributed. The sun gear 24 connected with three rotation elements 14 prepared independently in the circumference of a common axial center pivotable, i.e., the above-mentioned engine, through the damper gear 22, The carrier 28 with which it connected with the input shaft 26 of a nonstep variable speed gear 20 through the 1st clutch C1, and the output shaft of the above MG 16 was connected, It has the ring wheel 32 which is connected with the input shaft 26 of a nonstep variable speed gear 20 through the 2nd clutch C2, and is connected with the nonrotation member 30, for example, housing, through a brake B1. The above-mentioned carrier 28 is supporting one pair of pinions (epicyclic gear) 34 and 36 which gear to a sun gear 24 and a ring wheel 32, interlocking, and mutual possible [ those rotation ]. The 1st clutch C1 of the above, the 2nd clutch C2, and a brake B1 are hydraulic friction engagement equipment which it is made to be engaged by pressing the file plate of two or more sheets which each piled up by the actuator, or is released by the press discharge.

[0048] MG16 connected with the above-mentioned epicyclic gear drive 18 and its carrier 28 constitutes the electric torque converter ( ETC) equipment which is make to increase the rotational frequency of a ring wheel 32 smoothly, and enables smooth start acceleration of a car, when generate by the carrier 28 so that the reaction force which is control the amount of generations of electrical energy of MG16 in the operating state of an engine 14, i.e., the rotation condition of a sun gear 24, i.e., the rotation driving torque of MG16, may become large serially. this time -- gear ratio rho (number of teeth of the number of teeth / ring wheel 32 of a sun gear 24) of an epicyclic gear drive 18 -- for example, if 0.5 which is a general value, since the torque of an engine 14 will be amplified by  $1/\rho$  twice, for example, twice, and will be transmitted to a nonstep variable speed gear 20 from torque  $=1/\rho$ : [ of the torque:carrier 28 ]

of the torque: sun gear 24 of a ring wheel 32 ( $1-\rho$ ) / relation of  $\rho:1$ , it is called torque-amplification mode.

[0049] Moreover, the above-mentioned nonstep variable speed gear 20 is equipped with the endless annular transmission belt 44 almost wound around the adjustable pulleys 40 and 42 whose effective diameters prepared in the input shaft 26 and the output shaft 38, respectively are one adjustable pair, and these one pairs of adjustable pulleys 40 and 42. The fixed body of revolution 46 and 48 by which these one pairs of adjustable pulleys 40 and 42 were fixed to the input shaft 26 and the output shaft 38, respectively, An input shaft 26 and an output shaft 38 are received so that a V groove may be formed between the fixed body of revolution 46 and 48. with the attachment \*\*\*\* movable body of revolution 50 and 52 to relative rotation impossible at the circumference of movable in the direction of an axial center, and an axial center It has one pair of oil hydraulic cylinders 54 and 56 which change a change gear ratio  $\gamma$  ( $=$  input-shaft rotational speed / output-shaft rotational speed) by giving a thrust to these movable body of revolution 50 and 52, and changing, the diameter of charge, i.e., the effective diameter, of the adjustable pulleys 40 and 42.

[0050] The torque outputted from the output shaft 38 of the above-mentioned nonstep variable speed gear 20 is transmitted to one pair of front wheels 66 and 68 through a reduction gear 58, a differential gear mechanism 60, and one pair of axles 62 and 64. In addition, in this example, the power steering system which changes the rudder angle of front wheels 66 and 68 is omitted.

[0051] The torque which said subdriving gear 12 was equipped with the rear motor generator (henceforth RMG) 70 which functions as the 2nd prime mover, i.e., a subprime mover, and was outputted from the RMG70 is transmitted to one pair of rear wheels 80 and 82 through a reduction gear 72, a differential gear mechanism 74, and one pair of axles 76 and 78.

[0052] Drawing 2 is drawing showing briefly the configuration of the oil pressure control circuit for switching the epicyclic gear drive 18 of said main driving gear 10 to various operating modes. The manual valve 92 mechanically connected with the shift lever 90 operated by the operator in each range location of P, R, N, D, and B Actuation of a shift lever 90 is answered using a shuttle valve 93. Former \*\* outputted from the oil pump which is not illustrated to the 1st pressure regulating valve 94 which regulates the pressure of the engagement pressure of the 1st clutch C1 in D range, B range, and R range is supplied. Former \*\* is supplied to the 2nd pressure regulating valve 95 which regulates the pressure of the engagement pressure of a clutch C2 in D range and B range, and former \*\* is supplied to the 3rd pressure regulating valve 96 which regulates the pressure of the engagement pressure of a brake B1 in N range, P range, and R range. the electromagnetism which is the cross valve by which the 2nd pressure regulating valve 95 of the above and the 3rd pressure regulating valve 96 control the engagement pressure of the 2nd clutch C2 and a brake B1 according to the output signal from the linear SOREIDO valve 97 driven with the hybrid control unit 104, and the duty drive of the 1st pressure regulating valve 94 is carried out with the hybrid control unit 104 — according to the output signal from the closing motion valve 98, the engagement pressure of the 1st clutch C1 is controlled.

[0053] Drawing 3 is drawing explaining the configuration of the control unit formed in this example order ring drive car. An engine control system 100, the gear change control device 102, the hybrid control device 104, the accumulation-of-electricity control device 106, and a brake operating unit 108 are the so-called microcomputers equipped with CPU, RAM, ROM, and the input/output interface, and CPU processes an input signal according to the program beforehand memorized by ROM, using the temporary storage function of RAM, and performs various control. Moreover, it connects mutually possible [ a communication link ], and the above-mentioned control unit will be suitably transmitted to the predetermined control unit from other control units, if a required signal is required from a predetermined control unit.

[0054] An engine control system 100 performs engine control of an engine 14. For example, the fuel injection valve which is not illustrated for fuel-oil-consumption control is controlled, the ignitor which is not illustrated for ignition timing control is controlled, and in order to reduce the

output of an engine 14 temporarily so that the front wheels 66 and 68 under slip may grip a road surface, the throttle actuator 21 is controlled by traction control.

[0055] The above-mentioned gear change control device 102 from the relation beforehand set up so that the tension of the transmission belt 44 of a nonstep variable speed gear 20 might serve as need and sufficient value While controlling the pressure regulating valve which regulates the pressure of belt tension \*\* based on the output torque of the actual change gear ratio  $\gamma$ , the transfer torque 14, i.e., an engine, and MG16 and making tension of the transmission belt 44 into the optimal value From the relation beforehand remembered that an engine 14 operates along with the rate curve of the minimum fuel consumption, or an optimum curve It is based on  $\theta_{TH}$  or the accelerator pedal control input ACC whenever [ throttle valve-opening / which is expressed as the actual vehicle speed V and an engine load  $\theta$ , for example, throttle opening, ], and is target change-gear-ratio  $\gamma_{mam}$ . It determines. The change gear ratio  $\gamma$  of a nonstep variable speed gear 20 is controlled so that the actual change gear ratio  $\gamma$  is in agreement with the target change-gear-ratio  $\gamma_{mam}$ .

[0056] Moreover, the above-mentioned engine control system 100 and the gear change control device 102 change the change gear ratio  $\gamma$  of a nonstep variable speed gear 20 while controlling the above-mentioned throttle actuator 21 and fuel oil consumption so that it moves along with the best fuel consumption operation line shown in drawing 4, the working point, i.e., the operating point, of an engine 14, for example. Moreover, it responds to a command from the hybrid control device 104, and is output-torque TE of the above-mentioned engine 14. Or in order to change an engine speed NE, the above-mentioned throttle actuator 21 and a change gear ratio  $\gamma$  are changed, and the operating point of an engine 14 is moved.

[0057] The MG control unit 116 for the above-mentioned hybrid control unit 104 to control the inverter 114 which controls the generation-of-electrical-energy current outputted to accumulation-of-electricity equipment 112 from the drive current supplied to MG16 from the accumulation-of-electricity equipment 112 which consists of a cell etc., or its MG16, The RMG control unit 120 for controlling the inverter 118 which controls the generation-of-electrical-energy current outputted to accumulation-of-electricity equipment 112 is included from the drive current supplied to RMG70 from accumulation-of-electricity equipment 112, or its RMG70. The actuated valve position PSH, throttle (accelerator) opening  $\theta$  (the control input ACC of an accelerator pedal 122) of a shift lever 90 While performing any one selection from among two or more operation modes shown in drawing 5 based on the amount SOC of accumulation of electricity of the vehicle speed V and accumulation-of-electricity equipment 112 The throttle opening  $\theta$  and control input BF of a brake pedal 124 It is based. The torque regenerative-braking mode in which damping force is generated by torque required for a generation of electrical energy of MG16 or RMG70, or the engine brake mode in which damping force is generated by the rotational resistance torque of an engine 14 is chosen.

[0058] When a shift lever 90 is operated to B range or D range, to start or fixed-speed transit of comparatively a low load, a car drives by MG16 chiefly by choosing motor transit mode, and being made for the 1st clutch C1 to be engaged, and releasing both the 2nd clutch C2 and the brake B1. In addition, when the amount SOC of accumulation of electricity of accumulation-of-electricity equipment 112 was [ that it was less than the lower limit set up beforehand ] insufficient in this motor transit mode, or when starting an engine 14 since driving force is needed further, it is switched to below-mentioned ETC mode or direct connection mode, and MG16 or RMG70 drives, maintaining the transit till then, and accumulation-of-electricity equipment 112 is charged by that MG16 or RMG70.

[0059] Moreover, to inside load transit or heavy load transit, direct connection mode is chosen comparatively. An epicyclic gear drive 18 is rotated in one by being made for both the 1st clutch C1 and the 2nd clutch C2 to be engaged, and releasing a brake B1. chiefly -- an engine 14 -- or charge of accumulation-of-electricity equipment 112 is performed by MG16 at the same time a car drives by the engine 14 and MG16 or a car drives with an engine 14 chiefly. In this direct connection mode Since the engine speed NMG (rpm) of a sun gear 24, i.e., an engine speed NE (rpm) and the engine speed of the carrier member 28, i.e., the engine speed of MG16,

and the engine speed  $N_{IN}$  (rpm) of a ring wheel 32, i.e., the rotational speed of the input shaft 26 of a nonstep variable speed gear 20, are the same values. It is shown, for example, in a dashed line by the collinear Fig. of drawing 6 drawn in a 2-dimensional flat surface from three rotational frequency shafts (axis of ordinate) S, i.e., sun gear rotational frequency shafts, ring wheel rotational frequency shafts R, and the carrier rotational frequency shafts C and change-gear-ratio shafts (axis of abscissa). In addition, in drawing 6, spacing of the above-mentioned sun gear rotational frequency shaft S and the carrier rotational frequency shaft C corresponds to 1, and the ring wheel rotational frequency R and spacing with the carrier rotational frequency shaft C support gear ratio  $\rho$  of the double pinion mold epicyclic gear drive 18.

[0060] Moreover, for example, to start acceleration transit, ETC mode, i.e., torque-amplification mode, is chosen. By increasing gradually the amount of generations of electrical energy of MG16 (the amount of regeneration), i.e., the reaction force of the MG16, (driving torque which rotates MG16), where it was made for the 2nd clutch C2 to be engaged and both the 1st clutch C1 and the brake B1 are released. A car is made to carry out zero start smoothly, after the engine 14 has been maintained by the predetermined rotational frequency. Thus, when a car and MG16 drive with an engine 14, if the torque of an engine 14 carries out to  $1/\rho$  twice,  $\rho = 0.5$  [for example, ], it will be amplified twice and will be transmitted to a nonstep variable speed gear 20. Namely, although the car has stopped since the input-shaft rotational frequency  $N_{IN}$  of a nonstep variable speed gear 20 is zero when the rotational frequency NMG of MG16 is the A point of drawing 6, negative rotational speed, i.e., generation-of-electrical-energy condition. As shown in the broken line of drawing 6, the input-shaft rotational frequency  $N_{IN}$  of a nonstep variable speed gear 20 is increased with the amount of generations of electrical energy of the MG16 being increased, and the rotational frequency NMG being changed to the B point by the side of forward [ the ], and a car is started.

[0061] When a shift lever 90 is operated to N range or P range, the neutral modes 1 or 2 are chosen fundamentally, both the 1st clutch C1, the 2nd clutch C2, and the brake B1 are released, and a power transfer path is released in an epicyclic gear drive 18. In this condition, when the amount SOC of accumulation of electricity of accumulation-of-electricity equipment 112 is [ that it was less than the lower limit set up beforehand ] insufficient, it considers as charge and engine starting mode, and it is in the condition with which the brake B1 was made to engage, and an engine 14 is started by MG16. Motor transit mode is chosen, and while being made for the 1st clutch C1 to be engaged, a car is made to carry out go-astern transit chiefly to light load go-astern transit by releasing both the 2nd clutch C2 and the brake B1, when a shift lever 90 is operated to R range by MG16. However, for example, while friction transit mode is chosen, and being made for the 1st clutch C1 to be engaged and releasing the 2nd clutch C2, a brake B1 is made to carry out slip engagement to an inside load or heavy load go-astern transit. Thereby, the output torque of an engine 14 is applied to the output torque of MG16 as driving force which reverses a car.

[0062] Moreover, in order that said hybrid control unit 104 may heighten the driving force of a car temporarily at the time of the start of a car according to the driving force of front wheels 66 and 68, or sudden acceleration. In the time of the quantity  $\mu$  way assistant control which operates RMG70 according to a predetermined driving force allocation ratio, and generates driving force also from rear wheels 80 and 82, and the start transit in a low coefficient-of-friction way (low  $\mu$  way) like a freezing way and a hardened snow way. Low  $\mu$  way assistant control to which the change gear ratio  $\gamma$  of a nonstep variable speed gear 20 is low carried out, for example, and the driving force of front wheels 66 and 68 is reduced is performed at the same time it drives rear wheels 80 and 82 by RMG70, in order to heighten the start capacity of a car.

[0063] The accumulation-of-electricity control device 106 is the lower limit SOCD to which the amount SOC of accumulation of electricity of the accumulation-of-electricity equipments 112, such as a cell and a capacitor, was set beforehand. Upper limit SOC<sub>U</sub> to which the amount SOC of accumulation of electricity was beforehand set although accumulation-of-electricity equipment 112 was charged or stored electricity with the electrical energy generated by MG16

or RMG70 when less When it turns a top, it forbids charging with the electrical energy from the MG16 or RMG70. Moreover, the above-mentioned accumulation of electricity is faced and it is the temperature TB of accumulation-of-electricity equipment 112. The acceptance limiting value WIN and carrying-out limiting value WOUT of the power or electrical energy which is a function About the range of between, it is the actual power prospective value Pb. When [the = generated output PMG+ power consumption PRMG (negative)] exceeds, the acceptance or carrying out is forbidden.

[0064] A brake operating unit 108 performs for example, TRC control, ABS control, VSC control, etc., and in order to raise the stability of the car at the time of revolution or to heighten attraction at the time of braking at the time of the start transit in a low mu way etc., it controls wheel-brake 66WB prepared in each wheels 66, 68, 80, and 82 through the hydraulic brake control circuit, 68WB, 80WB, and 82WB. For example, it is based on the signal formed in each wheel in TRC control from a wheel rotation (wheel speed) sensor. The wheel vehicle speed (whenever [ car-body-speed / which is converted based on wheel rotational speed ]) VFR, for example, the forward right ring wheel vehicle speed The forward left ring wheel vehicle speed VFL, the right rear ring wheel vehicle speed VRR, the left rear ring wheel vehicle speed VRL, While computing the front-wheel vehicle speed  $[= (VFR+VFL)/2]$ , the rear wheel vehicle speed  $[= (VRR+VRL)/2]$ , and the car-body vehicle speed (latest rate of VFR, VFL, VRR, and the VRL (s)) For example, control initiation decision-criterion value  $\Delta V1$  to which slip velocity  $\Delta V$  which is the difference of the front-wheel vehicle speed which is the main driving wheel, and the rear wheel vehicle speed which is a non-driving wheel was set beforehand If it exceeds A slip judging is carried out to a front wheel, and it is slip ratio RS. The driving force of front wheels 66 and 68 is reduced using the throttle actuator 21, wheel-brake 66WB, 68WB, etc. so that it may enter in target slip ratio RS1 to which  $[=(\Delta V/VF) \times 100\%]$  was set beforehand. Moreover, in ABS control, the slip ratio of each wheel should become predetermined target slip within the limits at the time of braking actuation. The damping force of front wheels 66 and 68 and rear wheels 80 and 82 is maintained using wheel-brake 66WB, 68WB, 80WB, and 82WB, and the directional stability of a car is raised. Moreover, based on order acceleration, right-and-left (width) acceleration, etc. from the rudder angle from the rudder angle sensor which is not illustrated at the time of revolution transit of a car, the yaw rate from a yaw rate sensor, and a biaxial G sensor, the exaggerated steer inclination or understeer inclination of a car is judged, and wheel-brake 66WB, 68WB, 80WB or 82WB, and the throttle actuator 21 are controlled by VSC control to control the exaggerated steer or understeer.

[0065] Drawing 7 is a functional block diagram explaining the important section of control functions, such as the above-mentioned hybrid control device 104. In drawing 7, the output-torque field storage means 130 is established in RAM of the hybrid control unit 104, and two or more kinds of output-torque fields showing the property for restricting the output torque of RMG70 are memorized. In two or more kinds of this output-torque field, as shown to drawing 8 by this example Rotational speed NRMG of RMG70 Output-torque TRMG of the rotational-speed shaft 132 to express and RMG70 They are two or more kinds of fields set up in the 2-dimensional coordinate with the output-torque shaft 134 to express. A1 The maximum torque value shown by the line is A2. It is more relatively than a line, 1st output-torque field, A1 [ i.e., ]. The field inside a line, [ high ] A2 with low torque value The maximum torque value shown by the line is A1. It is more relatively than a line, low 2nd output-torque field, A2 [ i.e., ]. The field inside a line is included. The above-mentioned 1st output-torque field expresses the maximum rating (short time rating like 5-minute rating) of RMG70, and the above-mentioned 2nd output-torque field expresses long duration rating like for example, rating for 30 minutes.

[0066] A car start judging means 138 to judge whether the car operational status judging means 136 is start transit of a car based on the location of a shift lever 90, the accelerator opening theta, the vehicle speed V, etc., A wheel slip judging means 140 to judge generating of a slip of the front wheels 66 and 68 which are a wheel, especially the main driving wheel based on the forward right ring wheel vehicle speed VFR, the forward left ring wheel vehicle speed VFL, the right rear ring wheel vehicle speed VRR, and the left rear ring wheel vehicle speed VRL, An

understeer judging means 142 to judge the understeer in revolution transit of a car based on a rudder angle, a yaw rate, etc., A revolution transit judging means 144 by which a rudder angle judges revolution transit of a car based on being larger than a predetermined value etc., An acceleration actuation judging means 146 to judge acceleration actuation of a car based on the operating speed of accelerator opening rate-of-change  $d\theta/dt$  122, i.e., an accelerator pedal, being beyond a predetermined value, A heavy load transit judging means 148 to judge heavy load transit of a car based on the accelerator opening  $\theta$  being beyond a predetermined value, It has a moderation transit judging means 150 to judge moderation transit (un-braking) of a car based on the accelerator opening  $\theta$  and the vehicle speed  $V$ . The operation (transit) condition of a car, i.e., start transit of a car, a slip of a wheel, understeer, revolution transit, acceleration actuation, heavy load transit, or moderation transit is judged.

[0067] The output-torque field selection means 152 chooses one output-torque field from two or more kinds of output-torque fields beforehand memorized by the above-mentioned output-torque field storage means 130 based on the existence of the operational status of a car, for example, car start, a wheel slip, or an undershirt steer. The output-torque field selection means 152 chooses the output-torque field where a maximum torque value is high as compared with the case where it is not in such a car condition, in the state of the start condition of a car, the slip condition of the front wheels 66 and 68 driven with an engine 14, or understeer. That is, when car start, a wheel slip, or an undershirt steer is judged by the car operational status judging means 136, the 1st output-torque field is chosen, and when revolution transit, acceleration actuation, heavy load transit, or moderation transit is judged, the 2nd output-torque field is chosen. That is, in order to switch extent of the output torque of RMG70 which performs a four-flower drive according to operational status, an output-torque field is chosen.

[0068] The 2nd prime-mover actuation control means 154 operates RMG70 based on one output-torque field chosen based on the operational status of a car by the above-mentioned output-torque field selection means 152. Fundamentally, the 2nd prime-mover actuation control means 154 operates RMG70 in the selected output-torque field so that driving force may be generated from rear wheels 80 and 82 in the driving force partition ratio of the magnitude corresponding to the static-load partition ratio or dynamic load partition ratio of an order ring. That is, if it puts in another way so that it may not separate from the selected output-torque field, RMG70 will be operated so that the maximum torque value of the selected output-torque field may not be exceeded. When it is in one car condition of car start, a wheel slip, and an undershirt steer, the 2nd prime-mover actuation control means 154 In order to acquire the four-flower drive effectiveness highly, RMG70 is operated based on the 1st output-torque field chosen by the output-torque field selection means 152. In being in one car condition of revolution transit, acceleration actuation, heavy load transit, and moderation transit, in order to acquire the four-flower drive effectiveness for a long time, RMG70 is operated based on the 2nd output-torque field chosen by the output-torque field selection means 152.

[0069] Moreover, in order to judge with the four-flower drive of the above-mentioned 2nd prime-mover actuation control means 154 being unnecessary when neither start transit of a car, a slip of front wheels 66 and 68, understeer nor revolution transit nor acceleration actuation nor heavy load transit is judged by the car operational status judging means 136 and to prevent with [ of a judgment ] \*\*\*\*, actuation of RMG70 is stopped after the time delay set up beforehand. .

[0070] Moreover, the above-mentioned 2nd prime-mover actuation control means 154 When the output-torque field chosen by the output-torque field selection means 152 is an output-torque field of a maximum torque value lower than the maximum torque value of the thing till then (i.e., when it replaced with the 1st output-torque field and the 2nd output-torque field is chosen) It compares, when the output-torque field of a maximum torque value with an output-torque field higher than the maximum torque value of the thing till then is chosen (i.e., when it replaced with the 2nd output-torque field and the 1st output-torque field is chosen). The output torque of RMG70 is reduced gently and rapid decrease of the driving force of rear wheels 80 and 82 is prevented.

[0071] The ABS control judging means 158 judges [ of the control which controls the damping force of each wheel to become under activation of the ABS control by said brake operating unit 108 (i.e., slip ratio within the limits with which the slip ratio of a wheel was beforehand set up using the signal from said wheel speed sensor at the time of braking actuation of a car) ] whether it is under activation. The VSC control judging means 160 judges [ of the control which controls the damping force of a wheel on either side, or the driving force of a wheel, and prevents understeer or an exaggerated steer so that the direction of a rudder angle empty vehicle object of a steering wheel may not separate during activation of the VSC control by said brake operating unit 108, i.e., revolution of a car, ] whether it is under activation. The abnormality judging means 164 in a wheel speed sensor judges the abnormalities of the above-mentioned wheel speed sensor based on the relative value of the forward right ring wheel vehicle speed VFR, the forward left ring wheel vehicle speed VFL, the right rear ring wheel vehicle speed VRR, and the left rear ring wheel vehicle speed VRL. It judges whether the low-temperature condition judging means 162 changed into the temperature condition which may be generated, the low-temperature condition, for example, road surface freezing, which was less than the decision-criterion value to which the OAT detected by the temperature sensor which is not illustrated was set beforehand. The abnormality judging means 166 in a rudder angle sensor judges the abnormalities of the rudder angle sensor for detecting the rudder angle of the steering wheel used for VSC control. The abnormality judging means 168 in a yaw rate sensor judges the abnormalities of the yaw rate sensor for detecting the yaw rate used for VSC control.

[0072] When the abnormalities of a wheel speed sensor are judged by the abnormality judging means 164 in a wheel speed sensor, the 2nd prime-mover actuation control means 154 stops actuation of RMG70 even if at the time of the actuation judging of the ABS control by the ABS control judging means 158, or the actuation judging of the VSC control by the VSC control judging means 160, even if the actuation conditions of a four flower drive are in the condition currently materialized and performed. Moreover, when judged with it being in a low-temperature condition by the low-temperature condition judging means 162, the 2nd prime-mover actuation control means 154 operates RMG70 preferentially, and is made into a four-flower drive condition. Furthermore, when the abnormalities of a rudder angle sensor are judged by the abnormality judging means 166 in a rudder angle sensor, or when the abnormalities of a yaw rate sensor are judged by the abnormality judging means 168 in a yaw rate sensor, the above-mentioned 2nd prime-mover actuation control means 154 will not operate RMG70, even if understeer is judged by the understeer judging means 142, and does not start a four-flower drive.

[0073] Drawing 9 and drawing 10 are the flow charts explaining the important section of control actuation, such as the hybrid control device 104, drawing 9 shows the output-torque field change-over routine for switching the output-torque field of RMG70 which performs a four-flower drive, and drawing 10 shows the four-flower drive termination routine which sets at the time of abnormalities or control interference, and stops or forbids a four-flower drive.

[0074] In an output-torque field change-over of drawing 9 , and a rear wheel change-over control routine, it is judged in SA1 corresponding to said low-temperature condition judging means 162 whether it is in the low-temperature condition that an OAT may produce road surface coefficient-of-friction change. When decision of this SA1 is affirmed, while a 4WD(s) unnecessary counter is reset in SA16, it sets to SA17 corresponding to said output-torque field selection means 152, and a maximum torque value is A1 as an output-torque field of RMG70. The 1st output-torque field shown by the line is chosen. Subsequently, in SA18 corresponding to said 2nd prime-mover actuation control means 154, in order to perform a four-flower drive, RMG70 is operated in the 1st output-torque field.

[0075] When decision of said SA1 is denied, in SA2 corresponding to said car start judging means 138, it is judged based on the location of a shift lever 90, the throttle opening theta, the vehicle speed V, etc. whether it is in the start condition of a car. When decision of this SA2 is affirmed, in order to perform 16 or less SA and to perform a four-flower drive, RMG70 is

operated in the 1st output-torque field. However, when decision of the above SA 2 is denied, in SA3 corresponding to said wheel slip judging means 140, it is judged whether the slip of the front wheels 66 and 68 which are the main driving wheels driven with an engine 14 was generated. When decision of this SA3 is affirmed, in SA14, it is judged whether the slip ratio of front wheels 66 and 68 is larger than a predetermined value. This predetermined value is for judging extent of the slip corresponding to a switch of an output-torque field. Although RMG70 is operated in the 1st output-torque field in order to perform 16 or less SA and to perform a four-flower drive when decision of this SA14 is affirmed The working point which a 4WD(s) unnecessary counter is reset in SA19, and is expressed in SA20 in the present using point of RMG70, i.e., the topographic contour plot table of drawing 8 , when decision of SA14 is denied is A2. It is judged whether it is more than a line. Although the 2nd output-torque field is chosen in SA21 when decision of this SA20 is denied, when being affirmed, in order to decrease the output torque of RMG70 gradually in SA22, it is the 2nd output-torque field from the 1st output-torque field, A1 [ i.e., ]. A line to A2 It is gradually changed to a line. In this example, the above [ SA / SA and / 22 ] 20 supports said output-torque field selection means 152.

[0076] When decision of SA3 is denied, in SA4 corresponding to said undershirt steer judging means 142, it is judged based on a rudder angle, the biaxial acceleration of front and rear, right and left, a yaw rate, etc. whether the undershirt steer has occurred. When decision of this SA4 is affirmed, in SA15, it is judged whether an undershirt steer is the magnitude beyond a predetermined value. This predetermined value is for judging extent of the undershirt steer corresponding to a switch of an output-torque field. When decision of this SA15 is affirmed, in order to perform said 16 or less SA and to perform a four-flower drive, RMG70 is operated in the 1st output-torque field. However, when decision of SA15 is denied, in order to perform 19 or less above SA and to perform a four-flower drive, RMG70 is operated in the 2nd output-torque field.

[0077] When decision of SA4 is denied, in SA5 corresponding to said revolution transit judging means 144, it is judged whether the rudder angle of a steering wheel is larger than a predetermined value. This predetermined value is a value for judging a rudder angle to the extent that a four-flower drive is needed. When decision of the above SA 5 is denied, in SA6 corresponding to said acceleration actuation judging means 146, it is judged whether rate-of-change  $d\theta/dt$  of accelerator demand driving force, i.e., throttle opening, is larger than a predetermined value. It is a value for judging throttle opening rate of change to the extent that this predetermined value also needs a four-flower drive. When decision of this SA6 is denied, in SA7 corresponding to said heavy load transit judging means 148, it is judged whether the throttle opening  $\theta$  is larger than a predetermined value. It is a value for judging the throttle opening  $\theta$  to the extent that this predetermined value also needs a four-flower drive. When decision of this SA7 is denied, in SA8 corresponding to said moderation transit judging means 150, it is judged based on the actuated valve position of a shift lever 90, the throttle opening  $\theta$ , the vehicle speed  $V$ , etc. whether it is moderation transit of a car, i.e., the non-accelerating transit which does not carry out brakes operation.

[0078] When either of the decision of the above [ SA / SA and / 8 ] 5 is affirmed, in order to perform a four-flower drive, RMG70 is operated in the 2nd output-torque field by performing said 19 or less SA. However, when each decision of SA1 thru/or SA8 is denied, it is not in a low-temperature condition. A slip and undershirt steer of the front wheels 66 and 68 instead of under start of a car do not occur, but there is not under revolution transit but no acceleration demand actuation, and when it is not not heavy load transit but moderation transit, either After the increment of the 4WD counter is carried out in SA9, in SA10, it is judged whether it became beyond the predetermined value whose contents of the 4WD counter are about several seconds. This 4WD counter is for carrying out counting of the elapsed time after decision of the above SA 8 is denied, and supports the time delay set up in order to prevent with [ at the time of that predetermined value switching to a two flower (FF) drive condition from a four flower drive condition ] \*\*\*\*.

[0079] Since decision of the above SA 10 is denied at the beginning, 20 or less SA is performed.

At this time, the 1st output-torque field is chosen and, moreover, the working point of RMG70 is A2. When it is a location more than a line It is gradually changed into the 2nd output-torque field from the 1st output-torque field, and the 1st output-torque field is chosen, and the working point of RMG70 is A2. When it is below a line It is immediately switched to the 2nd output-torque field from the 1st output-torque field, and it is maintained when the 2nd output-torque field is chosen.

[0080] If the contents of the 4WD counter become beyond a predetermined value and decision of SA10 is affirmed while the above step is performed repeatedly, in SA11, it will be judged whether the current drive condition of a car is in a two-flower (FF) drive condition. When decision of this SA11 is denied, in SA12 corresponding to said 2nd prime-mover actuation control means 154, it is gradually changed from a four-flower drive condition to a two-flower (FF) drive condition by reducing the driving force of RMG70 gently toward zero. However, when decision of SA11 is affirmed, a two-flower (FF) drive condition is maintained.

[0081] In the four-flower drive termination control routine of drawing 10 , it is judged in SB1 corresponding to said abnormality judging means 164 in a wheel speed sensor whether either of the wheel speed sensors formed for every wheel is unusual. When decision of this SB1 is denied, it is judged whether under ABS control is judged in SB2 corresponding to said ABS control judging means 158. When decision of this SB2 is denied, it is judged whether under VSC control is judged in SB3 corresponding to said VSC control judging means 160. When either of the decision of the above [ SB / SB and / 3 ] 1 is affirmed, it sets to SB4 corresponding to said 2nd prime-mover actuation control means 154, and four-flower drive actuation, i.e., actuation of RMG70, is stopped or forbidden.

[0082] However, when it is judged whether a rudder angle sensor is unusual and decision of this SB5 is denied in SB5 corresponding to [ when each decision of the above / SB / SB and / 3 / 1 is denied ] said abnormality judging means 166 in a rudder angle sensor, it is judged in SB6 corresponding to said abnormality judging means 168 in a yaw rate sensor whether a yaw rate sensor is unusual. When either of the decision of the above SB [ SB5 and ] 6 is affirmed, it sets to SB7 corresponding to said 2nd prime-mover actuation control means 154, and four-flower drive actuation, i.e., actuation of RMG70, is stopped or forbidden. however, any of decision of the above SB [ SB5 and ] 6 — although — this routine is terminated when denied.

[0083] According to this example, as mentioned above, by the 2nd prime-mover actuation control means 154 (SA18) From RMG70 being operated based on one output-torque field chosen from two or more kinds of output-torque fields memorized by the output-torque field selection means 152 (SA17, SA21, SA22) based on the operational status of a car Since RMG70 is operated in the need and sufficient output-torque range according to operational status of a car, it decreases that the use of RMG70 under predetermined transit conditions is restricted, and the performance-traverse ability of the car as a four-flower drive is obtained as much as possible.

[0084] According to this example, moreover, two or more kinds of output-torque fields memorized by the output-torque field storage means 130 Rotational speed NRMG of RMG70 The rotational-speed shaft 132 to express and its output-torque TRMG of RMG70 They are two or more kinds of fields set up in the 2-dimensional coordinate with the output-torque shaft 134 to express. A maximum torque value as shown in drawing 8 by the need degree of a four-flower drive relatively from their being the high 1st output-torque field and the thing in which a maximum torque value includes the low 2nd output-torque field relatively Relatively, since the need and sufficient output-torque field can be relatively chosen from the low 2nd output-torque field for the high 1st output-torque field and a maximum torque value according to the operational status or the run state of a car, a maximum torque value Regular actuation in the 1st output-torque field where a maximum torque value is high is prevented, and actuation of RMG70 is secured.

[0085] According to this example, moreover, the 2nd prime-mover actuation control means 154 (SA18) When the output-torque field chosen by the output-torque field selection means 152 (SA17, SA21, SA22) is an output-torque field of a maximum torque value lower than the

maximum torque value of the thing till then (i.e., when it replaced with the 1st output-torque field and the 2nd output-torque field is chosen) It compares, when the output-torque field chosen by the output-torque field selection means 152 is an output-torque field of a maximum torque value higher than the maximum torque value of the thing till then (i.e., when it replaced with the 2nd output-torque field and the 1st output-torque field is chosen). Since the output torque of RMG70 is reduced gently, rapid decrease of the driving force of the rear wheels 80 and 82 driven by MG70 when it replaces with the 1st output-torque field and the 2nd output-torque field is chosen is prevented, and the stability of car behavior is raised.

[0086] Moreover, according to this example, when switching the 2nd prime-mover actuation control means 154 (SA12) to the two-flower drive condition of not operating RMG70 from a four-flower drive condition, since the output torque of RMG70 is reduced gently or gradually toward zero, rapid decrease of the driving force of the rear wheels 80 and 82 at the time of the switch in the two-flower drive condition from a four-flower drive condition is prevented, and the stability of car behavior is raised.

[0087] According to this example, moreover, the output-torque field selection means 152 (SA17, SA21, SA22) In the start condition of a car, the condition that a slip of the front wheels 66 and 68 driven with an engine 14 is large, or the condition that understeer is large As compared with the case where it is not in such a car condition, from it being what chooses the 1st output-torque field where a maximum torque value is high In the start condition of a car, the condition that a slip of the front wheels 66 and 68 driven with an engine 14 is large, or the condition that understeer is large Since the driving force of the rear wheels 80 and 82 driven by RMG70 can fully be heightened While driving force sufficient at the time of start is obtained by operating RMG70 according to the need degree of a four-flower drive Overheating of RMG70 is controlled as much as possible, and there is an advantage to which the use opportunity is expanded at the same time the dissolution of the generated slip of front wheels 66 and 68 and the dissolution of the understeer of a car are obtained suitably.

[0088] Moreover, an abnormality judging means 164 (SB1) in a wheel speed sensor to judge the abnormalities of each wheel speed sensor according to this example, An ABS control judging means 158 (SB2) to judge the ABS control which controls the damping force of the wheel to become slip ratio within the limits with which the signal from each wheel speed sensor was used, and the slip ratio of a wheel was beforehand set up at the time of braking actuation of a car, It has a VSC control judging means 162 (SB3) to judge the VSC control which controls the damping force of a wheel on either side, or the driving force of a wheel, and prevents understeer or an exaggerated steer so that the direction of a rudder angle empty vehicle object of a steering wheel may not separate during revolution of a car. The 2nd prime-mover actuation control means 154 (SA12) At the time of the actuation judging of the ABS control or VSC control by the time of the abnormalities of the above-mentioned wheel speed sensor, its ABS control judging means 158, or the VSC control judging means 160 Since actuation of RMG70 is stopped, at the time of actuation of the time of the abnormalities of a wheel speed sensor, its ABS control means, or a VSC control means Since it is automatically switched to the front-wheel drive condition by front wheels 66 and 68, the abnormalities of the ABS control resulting from one abnormalities of the wheel vehicle speed VFR, VFL, VRR, and VRL or VSC control are avoided, or control interference is prevented, and safety is raised.

[0089] Moreover, according to this example, a low-temperature condition judging means 162 (SA1) to judge the low-temperature condition to which outside air temperature turned around the temperature change of coefficient of friction of a transit road surface is predicted to be, and which was defined beforehand the bottom is established. The 2nd prime-mover actuation control means 154 (SA17) Since RMG70 is preferentially operated based on the 1st output-torque field, and RMG70 is operated automatically and it will be in a four-flower drive condition if it will be in a low-temperature condition when a low-temperature condition is judged by the low-temperature condition judging means 162, the stability of a car is secured.

[0090] Moreover, a car start judging means 138 (SA2) to judge whether it is start transit of a car according to this example, A wheel slip judging means 140 (SA3) to judge generating of a

slip of the front wheels 66 and 68 which are the main driving wheels, An understeer judging means 142 (SA4) to judge the understeer in revolution transit of a car based on a rudder angle and a yaw rate, A revolution transit judging means 144 (SA5) by which a rudder angle judges that it is larger than a predetermined value, An acceleration actuation judging means 146 (SA6) to judge acceleration actuation based on accelerator pedal operating speed, i.e.,  $d\theta/dt$ , being beyond a predetermined value etc., A heavy load transit judging means 148 (SA7) to judge the heavy load transit whose accelerator pedal control input  $\theta$ , i.e., throttle opening, is beyond a predetermined value, It has a moderation transit judging means 150 (SA8) to judge moderation transit of a car. The 2nd prime-mover actuation control means 154 When start transit of a car, a slip of a wheel, understeer, revolution transit, acceleration actuation, or heavy load transit is judged Since the 2nd prime mover will be automatically operated if it will be in the need condition of a four-flower drive, since a four-flower drive judges with a required condition and operates RMG70, the stability of a car is secured.

[0091] According to this example, moreover, the 2nd prime-mover actuation control means 154 When neither start transit of the above-mentioned car, a slip of a wheel, understeer nor revolution transit nor acceleration actuation nor heavy load transit is judged While actuation of RMG70 is lessened as much as possible and the overheating is prevented from stopping actuation of RMG70 and considering as a two-flower drive condition after the time delay which judged with a four-flower drive being unnecessary, and was set up beforehand After four-flower drive needlessness is judged, it is prevented with [ of a judgment ] \*\*\*\* by stopping actuation of the 2nd prime mover after a predetermined time delay.

[0092] Moreover, an abnormality judging means 166 (SB5) in a rudder angle sensor to judge the abnormalities of a rudder angle sensor which detect the rudder angle of a steering wheel according to this example, It has an abnormality judging means 168 (SB6) in a yaw rate sensor to judge the abnormalities of the yaw rate sensor which detects a yaw rate. Or the 2nd prime-mover actuation control means 154 When the abnormalities of a rudder angle sensor are judged by the abnormality judging means 166 in a rudder angle sensor, or when the abnormalities of a yaw rate sensor are judged by the abnormality judging means 168 in a yaw rate sensor Since RMG70 is not operated even if understeer is judged by said understeer judging means 142, when understeer is accidentally judged by the abnormalities in a rudder angle sensor, or the abnormalities in a yaw rate sensor, there is an advantage which is not considered as a four-flower drive.

[0093] Drawing 11 is a functional block diagram explaining the important section of other control functions prepared in the above-mentioned hybrid control device 104 etc. In drawing 11, 4WD initiation judging means 230 judges whether the start condition from a two-flower drive condition to a four-flower drive condition of a four-flower drive condition, i.e., change-over conditions, was satisfied based on the operation run state of a car. For example, it judges with the four-flower drive start condition having been satisfied based on start transit of a car, a slip of a wheel, understeer, revolution transit, acceleration transit, heavy load transit, or moderation transit. The real slip ratio calculation means 232 is the rotational speed NF of the front wheels 66 and 68 which are the main driving wheels. While computing by calculating the average of the rotational speed NFL of the forward left ring wheel 66, and the rotational speed NFR of the forward right ring wheel 68 Rotational speed NR of the rear wheels 80 and 82 which are subdriving wheels It computes by calculating the average of the rotational speed NRL of the left rear ring wheel 80, and the rotational speed NRR of the right rear ring wheel 82. either of the rotational speed NF of these front wheels 66 and 68 --  $\frac{1}{2}(NF_{66} + NF_{68})$  with a low value -- being based -- real slip ratio  $S = 100\% \times (NF - NR) / \min \text{Rotational speed NR of rear wheels 80 and 82}$  a difference  $(NF - NR)$  -- front-wheel rotational speed NF And rear wheel rotational speed NR (NF --) NR] is computed serially. Moreover, target slip ratio SO beforehand calculated in order to obtain a desirable four-flower drive for the target slip ratio setting means 234 It sets up and memorizes. This target slip ratio SO Although constant value is sufficient, you may consider as a value which is mutually different according to the run state of a four-flower drive.

[0094] The torque allocation feedback control means 236 is the above-mentioned real slip ratio

S and target slip ratio SO. The feedback control type which computing slip ratio deflection  $\text{deltasr1} (=S1-SO)$ , for example, showing in a formula 1 and which was set up beforehand is used, and it is the above-mentioned slip ratio deflection  $\text{deltasr1}$ . It is real slip ratio S and target slip ratio SO so that it may cancel. Rear wheel torque assignment ratio  $R_r$  which is the amount of control operation so that it may be in agreement It computes. This rear wheel torque assignment ratio  $R_r$  It is the ratio which the rear wheels 80 and 82 of the driving force (driving torque) of the car corresponding to operator demand torque share in the time of a four-flower drive, and is a value smaller than 1. Therefore, a front-wheel torque assignment ratio serves as  $(1-R_r)$ .

[0095] (Formula 1)

$R_r = WR_r + K_p1 \cdot \text{deltasr1} + K_d1 \cdot \frac{d\text{deltasr1}}{dt} + K_i1 \cdot \int \text{deltasr1} dt + C1$ , however  $WR_r$  For a proportionality constant, i.e., proportional gain, and  $K_d1$ , a differential constant, i.e., differential term gain, and  $K_i1$  are [ a rear wheel load assignment ratio and  $K_p1$  ] an integration constant, i.e., integral gain, and  $C1$ . It is a constant.

[0096] And the 2nd prime-mover actuation control means 238 is, the torque allocation  $R_r$ , for example, the rear wheel torque assignment ratio, outputted from said torque allocation feedback control means 236. Operator demand driving force  $T_{drv}$  It is based, and RMG70 is operated so that the torque allocation may be attained. namely, operator demand torque  $T_{drv}$  Rear wheel torque assignment ratio  $R_r$  from -- rear wheel torque ( $T_{drv} \times R_r$ ) is computed, and RMG70 is driven so that the rear wheel torque may be outputted. This operator demand torque  $T_{drv}$  For example, based on the vehicle speed V and the throttle opening  $\theta$ , it is computed from the relation which is shown in drawing 13 and which was memorized beforehand.

[0097] The judgment means 240 judges [ of the traction (TRC) control by said brake operating unit 108 ] during traction control whether it is under activation. feedback-control actuation according to the above-mentioned torque allocation feedback-control means 236 when judged with traction controlling the feedback-control actuation modification means 242 by the judgment means 240 during traction control -- a rear wheel torque assignment ratio  $R_r$  that is, the driving force of the car of a four flower drive condition does not decline preferably so that it may increase from the case where the driving force of RMG70 is a formula 1 -- as -- or operator demand torque  $T_{drv}$  It changes so that abbreviation maintenance may be carried out.

[0098] For example, the feedback control actuation modification means 242 Said slip ratio deflection  $\text{deltasr1} (=S1-SO)$  which is the system deviation value of the feedback control type of a formula 1 during traction control, Or the slip ratio deflection  $\text{deltasr1}$  Target slip ratio SO 1 which is a control-objectives value for computing And real slip ratio S1 which is actually a value At least one side It changes so that the rate of a torque assignment of the rear wheels 80 and 82 which are the output values of controlling expression (rear wheel torque assignment ratio  $R_r$ ) may be raised rather than the case of a formula 1. For example, slip ratio deflection  $\text{deltasr1}$  Or real slip ratio S1 Value  $\text{deltasr2}$  to which only the predetermined value was made to increase Or S2 In carry out \*\*\*\*, it is target slip ratio SO 1. Rear wheel torque assignment ratio  $R_r$  computed by the formula 1 by being referred to as value SO 2 which decreased only the predetermined value It is made to increase.

[0099] Or the feedback control actuation modification means 242 is combined above apart from the above, and during activation of traction control, it is changed so that the rate of a torque assignment of the rear wheels 80 and 82 which drive the feedback gain  $K_p1$ ,  $K_d1$ , and  $K_i1$  of the feedback control type used by the torque allocation feedback control means 236 by RMG70 (rear wheel torque assignment ratio  $R_r$ ) may be raised. For example, at least one of the feedback gain  $K_p1$ ,  $K_d1$ , and  $K_i1$  is updated to the values  $K_p2$ ,  $K_d2$ , and  $K_i2$  only with a larger predetermined value than them, and it is a constant C1. C2 Rear wheel torque assignment ratio  $R_r$  computed by the formula 1 by changing It is made to increase from the case of a formula 1.

[0100] Or the feedback control actuation modification means 242 is the rear wheel torque assignment ratio  $R_r$  which is the control output value which combined above apart from the above and was acquired from the feedback control type of the formula 1 used by the torque allocation feedback control means 236 during activation of traction control. It changes serially

by amending only a predetermined value to an increment side.

[0101] Drawing 12 is a flow chart explaining the important section of other control actuation prepared in said hybrid control device 104 etc. In drawing 12, it is judged based on the operational status of a car by SC1 corresponding to said 4WD initiation judging means 230 whether the start condition of a four-flower drive was satisfied. When decision of this SC1 is denied, it is the rear wheel torque assignment ratio  $R_r$ . After being set as zero, it sets to SC6 corresponding to said 2nd prime-mover actuation control means 238, and it is an operator's demand driving torque  $T_{drv}$ . And the above-mentioned rear wheel torque assignment ratio  $R_r$  The driving torque of rear wheels 80 and 82 is computed by being based, and that driving torque is outputted from RMG70. In this case, it sets to the above SC 2 and is the rear wheel torque assignment ratio  $R_r$ . Since it is set as zero, the output torque of RMG70 is made into zero, and two-flower transit it runs with the driving force of front wheels 66 and 68 chiefly is performed.

[0102] However, affirmation of decision of the above SC 1 judges [ of the traction control by said brake operating unit 108 ] whether it is under activation in SC3 corresponding to the judgment means 240 during said traction control. In SC4 corresponding to [ when decision of this SC3 is denied ] said torque allocation feedback control means 236 Real slip ratio  $S$  and target slip ratio  $S_0$  Slip ratio deflection  $\Delta s_{r1} (=S_1-S_0)$  is computed. For example, slip ratio deflection  $\Delta s_{r1}$  actual from the feedback control type which showing in a formula 1 and which was set up beforehand Rear wheel torque assignment ratio  $R_r$  which it is based and it cancels It is computed. Subsequently, it sets to SC6 corresponding to said 2nd prime-mover actuation control means 238, and is an operator's demand driving torque  $T_{drv}$ . And the above-mentioned rear wheel torque assignment ratio  $R_r$  The driving torque ( $T_{drv} \times R_r$ ) of rear wheels 80 and 82 is computed by being based, and RMG70 drives so that the driving torque may be outputted from rear wheels 80 and 82.

[0103] During traction control, since decision of the above SC 3 is affirmed, it sets to SC5 corresponding to said feedback control actuation modification means 242, and it is the rear wheel torque assignment ratio  $R_r$  from the case of the above SC 4. Feedback control actuation is changed so that it may become a large value. For example, it is the rear wheel torque assignment ratio  $R_r$  by using the feedback controlling expression which changed the feedback gain  $K_{p1}$ ,  $K_{d1}$ , and  $K_{i1}$  of a formula 1 into the values  $K_{p2}$ ,  $K_{d2}$ , and  $K_{i2}$  only with a larger predetermined value than it. It is computed. And at SC6, it is an operator's demand driving torque  $T_{drv}$ . And the above-mentioned rear wheel torque assignment ratio  $R_r$  The driving torque ( $T_{drv} \times R_r$ ) of rear wheels 80 and 82 is computed by being based, and RMG70 drives so that the driving torque may be outputted from rear wheels 80 and 82. Thereby, in order to secure the driving force of a car during traction control, bigger driving torque than the case where a formula 1 is used is outputted from rear wheels 80 and 82.

[0104] Actuation of above-mentioned this example is explained using the timing diagram of drawing 14 below. for example, a low  $\mu$  ways, such as a freezing way, sake --  $t_1$  supposing four-flower drive transit is started at the time, when traction control will not be performed, it is shown in a continuous line -- as -- a slip of front wheels 66 and 68 -- front-wheel rotational speed  $N_f$  and real slip ratio  $S$  -- changing -- operator demand torque  $T_{drv}$  it is maintained -- as -- the feedback control type of a formula 1 -- following -- rear wheel torque assignment ratio  $R_r$  It is increased as shown in a continuous line. And while this transit continues, a slip of front wheels 66 and 68 converges, the front-wheel rotational speed  $N_f$  follows on falling, and it is the rear wheel torque assignment ratio  $R_r$ . It is reduced by the original value (about [ for example, ] 0.5). However, when traction control is performed It is the front-wheel rotational speed  $N_f$  by the effectiveness of the traction control. And since the rise of real slip ratio  $S$  is controlled, when the feedback control type of a formula 1 is used Slip ratio deflection  $\Delta s_{r1} (=S_1-S_0)$  becomes small, and it is the rear wheel torque assignment ratio  $R_r$ . It is not increased so much, but the driving force of the whole car becomes small, and it is the operator demand torque  $T_{drv}$ . It was less and the power engine performance of a car was not obtained. Namely, if torque allocation of RMG70 is adjusted by feedback control actuation by the torque allocation feedback control 236 Since a slip of the front wheels 66 and 68 driven with an engine

14 is controlled by activation of traction control and the real slip ratio of an order ring is made to approach desired value. Since a control device 104 concludes that the feedback control effectiveness of the above-mentioned torque allocation was acquired and makes small the output of RMG70, i.e., the torque allocation to rear wheels 80 and 82, the power engine performance of a car will be reduced.

[0105] However, according to this example, it sets for the feedback control actuation modification means 242 (SC5). For example, by using the feedback controlling expression which changed the feedback gain  $Kp1$ ,  $Kd1$ , and  $Ki1$  of a formula 1 into the values  $Kp2$ ,  $Kd2$ , and  $Ki2$  only with a larger predetermined value than it. Rear wheel torque assignment ratio  $Rr$  of a bigger value than the case of the feedback control type of a formula 1. Since it is computed, it is the torque assignment ratio  $Rr$ . Feedback control actuation is changed so that it may become a large value. For this reason, bigger driving torque than the case of a formula 1 is outputted from rear wheels 80 and 82 during traction control, and the power engine performance of a car is secured. In order to make an understanding easy at drawing 14, it is target slip ratio  $SO_2$  by the feedback control actuation modification means 242. The case where it is changed small is shown. Even in this case, rear wheel torque partition ratio  $Rr$  computed by the feedback control type since slip ratio deflection  $\Delta s_{r2} (=S2-SO_2)$  is obtained greatly. Since it becomes large, big driving torque is outputted from rear wheels 80 and 82, and the power engine performance of a car is obtained. Real slip ratio  $S1$   $S2$  [ larger ] than it. Slip ratio deflection  $\Delta s_{r2}$  which was changed or was computed. Even if it amends so that only a predetermined value may become large, the same effectiveness as the above is acquired, and Rear wheel torque partition ratio  $Rr$  which is the control output value computed by the feedback control type of a formula 1. Even if it amends so that only a direct predetermined value may become large, the same effectiveness as the above is acquired.

[0106] Drawing 15 is a functional block diagram explaining the important section of other control functions prepared in said hybrid control device 104 etc. Setting to drawing 15, the 1st motor actuation control means 330 is the operator demand torque  $T_{drv}$  in a four-flower drive condition. The front-wheel drive torque equivalent to the front-wheel torque assignment ratio  $(1-Ktr)$  which is an inner front-wheel load assignment ratio is computed, and MG16 is controlled so that the front-wheel drive torque is outputted from front wheels 66 and 68. For example, when an engine 14 and MG16 operate to coincidence in direct connection mode, MG16 is controlled to combine with the output of the engine 14 and to become the above-mentioned front-wheel torque. Moreover, the 1st motor actuation control means 330 computes the front-wheel regeneration torque equivalent to the front-wheel torque assignment ratio of the demand damping torque decided based on the control input of a brake pedal 124, the vehicle speed variation at the time of coasting transit, etc. at the time of braking  $(1-Ktr)$ , and it controls MG16 so that the front-wheel regeneration torque is outputted from front wheels 66 and 68.

[0107] The 2nd motor actuation control means 332 is the operator demand torque  $T_{drv}$  in a four-flower drive condition. The rear wheel driving torque equivalent to the back load torque assignment ratio  $Ktr$  which is an inner rear wheel load assignment ratio is computed, and RMG70 is controlled so that the rear wheel driving torque is outputted from rear wheels 80 and 82. Moreover, the 2nd motor actuation control means 332 computes the rear wheel regeneration torque equivalent to the rear wheel torque assignment ratio  $Ktr$  of the demand damping torque decided based on the control input of a brake pedal 124, the vehicle speed variation at the time of coasting transit, etc. at the time of braking, and it controls RMG70 so that the rear wheel regeneration torque is outputted from rear wheels 80 and 82. In addition, the above-mentioned operator demand torque  $T_{drv}$ . For example, based on the actual vehicle speed  $V$  and the throttle opening  $\theta$ , it is determined from the relation which is shown in drawing 13 and which was memorized beforehand. Moreover, the above-mentioned front-wheel load assignment ratio  $(1-Ktr)$  and the rear wheel torque assignment ratio  $Ktr$  are also desired value, and are determined based on a wheel load assignment ratio (function of Order  $G$ ) before and after [ dynamic ] considering a static order wheel load assignment ratio (constant value) or car order acceleration (before or after [  $G$  ]).

[0108] The above MG16 and RMG70 is the temperature TMG and TRMG because of securing the insulating engine performance of an ingredient of insulating the coil etc. Use is restricted and it needs to be operated in the output-torque field shown in drawing 16 . Temperature TRMG of the temperature TMG or RMG70 of MG16 Ta When it is whenever, it is  $T=T_a$  of drawing 16 . It is  $T_c$  although what is necessary is to just be operated in the field inside the maximum torque line shown (i.e., within the limits of a load limitation value and regeneration limiting value). When it is whenever, it is  $T=T_c$  of drawing 16 . It must be operated in the small field inside the maximum torque line shown. Moreover, said accumulation-of-electricity equipment 112 is the temperature TB because of preventing the fall of degradation of the electrolyte, internal injury, or a life etc. Carrying-out limiting value WOUT as the carrying-out power or acceptance power restricted and shown in drawing 17 It needs to be used within the limits of between the acceptance limiting value WIN.

[0109] For this reason, the 1st motor actuation limit means 334 is the load limitation value or regeneration limiting value decided by the temperature TMG of MG16 from the relation of drawing 16 , and the temperature TB of the relation of drawing 17 to accumulation-of-electricity equipment 112. Decided carrying-out limiting value WOUT And based on the acceptance limiting value WIN, drive actuation or regeneration actuation of MG16 is restricted. Similarly, the 2nd motor actuation limit means 336 is the temperature TRMG of the relation of drawing 16 to RMG70. The decided load limitation value or regeneration limiting value, and temperature TB of the relation of drawing 17 to accumulation-of-electricity equipment 112 . Decided carrying-out limiting value WOUT Or based on the acceptance limiting value WIN, drive actuation or regeneration actuation of RMG70 is restricted.

[0110] In order to maintain the driving force or the regenerative-braking force of the whole car, namely, in order not to change the 1st motor actuation increase means 338 when drive actuation or regeneration actuation of RMG70 is restricted by the above-mentioned 2nd motor actuation limit means 336, only the part equivalent to the limit increases the drive output or regeneration output of MG16. moreover, the driving-force allocation ratio or the braking-force-distribution ratio of an order ring when drive actuation or regeneration actuation of MG16 is restricted by said 1st motor actuation limit means 334, in order that the 2nd motor actuation reduction means 340 may maintain the rate of a torque assignment of a car order ring -- beforehand -- laws -- \*\*\*\* -- goal allocation -- a ratio -- \*\* -- in order to carry out, only the part which corresponds to the limit reduces the drive output or the regeneration output of RMG 70.

[0111] Drawing 18 is a flow chart explaining the important section of other control actuation of said hybrid control device 104, and shows the ring [ order ] torque distribution control routine in the direct connection transit mode using an engine 14 and MG16. It sets to drawing 18 and is the actual temperature TB of accumulation-of-electricity equipment 112 from the relation of drawing 17 by pretreatment of SD1. It is based. Acceptance limiting value WIN, Carrying-out limiting value WOUT Maximum-permissible torque TMGmax of MG [ finishing / it is computed and / a temperature limit / based on the temperature TMG of MG16 from the relation of drawing 16 ]16 And the minimum permissible torque TMGmin It is computed. Temperature TRMG of the relation of drawing 16 to RMG70 The maximum-permissible torque TRMGmax of RMG [ finishing / a temperature limit ]70 and the minimum permissible torque TRMGmin are computed by being based. It is based on a signal from the rotation sensor which is not illustrated. The rotational speed NMG of MG16, The rotational speed NRMG of RMG70 and the input-shaft rotational speed NIN of a nonstep variable speed gear 20 are computed. For example, it is based on the actual vehicle speed V and the throttle opening theta from the relation shown in drawing 13 , and is the operator demand torque Tdrv. It is computed and the need engine power PV is computed based on the operator demand torque Tdrv, auxiliary machinery driving torque, need charge torque, etc. Here, it is the above-mentioned operator demand torque Tdrv. An expression called those increments or reduction is based on those absolute values also including the negative value as which a below-mentioned output or a below-mentioned output torque expresses the regenerative-braking force or torque.

[0112] Then, in SD2, in order to compute the command value of the torque made to output to an engine 14, the engine command torque calculation routine of drawing 19 is performed. That is, at SD21, it is the above-mentioned need engine power PV. And engine speed NE The engine output-torque basic value TEbase for making it output to an engine 14 ( $= PV/NE$ ) is computed by being based. subsequently -- SD22 -- the engine output-torque basic value TEbase a value [ finishing / a limit / receive, and a limit of the upper limit TEmax relevant to the specification of an engine 14 and a lower limit "0" is added ( $0 \leq TEbase \leq TEmax$ ), and ] -- engine output-torque command value TE \*\* -- it is carried out. For an engine 14, the output torque is the engine output-torque command value TE. It is controlled to become.

[0113] In continuing SD3, the output-torque preliminary decision value TRMGtmp of RMG70 is computed by performing the rear motor torque preliminary decision routine shown, for example in drawing 20 . That is, at SD31 of drawing 20 , it is the carrying-out limiting value WOUT. It is based and is the upper limit TRMGmaxp of the output torque of RMG70. It is computed. Namely, a formula 2 and a formula 3 to PRMG It asks and this is the maximum output PRMGmaxp of RMG70. It is carried out. subsequently, this PRMGmaxp Rotational speed NRMG of RMG70 from -- TRMG which satisfies a formula 4 it asks -- having -- this -- maximum output torque TRMGmaxp of RMG70 \*\* -- it is carried out. Setting to a formula 3, EFMG is the effectiveness of MG16, and EFCVT. The effectiveness of a nonstep variable speed gear 20, and EFRMG It is the effectiveness of RMG70. In a formula 4, PRMGloss (NRMG and TRMG) is power loss of RMG70.

[0114]

(Formula 2)

$PMG + PRMG = WOUT$  (formula 3)

$[(PMG \times EFMG + NE \times TEbase) \times EFCVT] : (PRMG \times EFRMG)$

$= 1 - Ktr : Ktr$  (formula 4)

$NRMG \times TRMG + PRMGloss = (NRMG \text{ and } TRMG) PRMGmaxp$  [0115] In SD32, it is based on the acceptance limiting value WIN, and is the lower limit TRMGminp of the output torque of RMG70. It is computed. Namely, a formula 5 and a formula 6 to PRMG It asks and this is the minimum output PRMGminp of RMG70. It is carried out. subsequently, this PRMGminp Rotational speed NRMG of RMG70 from -- TRMG which satisfies a formula 7 it asks -- having -- this -- minimum output-torque TRMGminp of RMG70 \*\* -- it is carried out.

[0116]

(Formula 5)

$PMG + PRMG = WIN$  (formula 6)

$[(PMG \times EFMG + NE \times TEbase) \times EFCVT] : (PRMG \times EFRMG)$

$= 1 - Ktr : Ktr$  (formula 7)

$NRMG \times TRMG + PRMGloss = (NRMG \text{ and } TRMG) PRMGminp$  [0117] Then, at SD33 corresponding to said 2nd motor actuation control means 332, it is the output-torque basic value TRMGbase of RMG70. It computes from a formula 8. This output-torque basic value TRMGbase It is the basic torque outputted from RMG70, RMG70 drives so that this value may be outputted in principle, but in fact, RMG70 drives so that the value after the below-mentioned bound guard processing may be outputted. In a formula 8, GRR is the reduction gear ratio of the subdriving gear 12 (reduction gear 72).

[0118] (Formula 8)

$TRMGbase = Tdrv \times Ktr / GRR$  [0119] And at SD 34 corresponding to said 2nd motor actuation limit means 336, it is the above-mentioned output-torque basic value TRMGbase. The above TRMGmaxp for performing the limit originating in the temperature of the limit which receives and originates in accumulation-of-electricity equipment 112, and RMG70 And bound guard processing by TRMGminp, said TRMGmax, and TRMGmin is performed according to a formula 9 and a formula 10, and the value after bound guard processing is determined as an output-torque preliminary decision value TRMGtmp of RMG70.

[0120] (Formula 9)

$TRMGminp \leq TRMGbase \leq TRMGmaxp$  (formula 10)

TRMGmin<=TRMGbase <=TRMGmax [0121] It returns to drawing 18 and the output-torque preliminary decision value TMGtmp of MG16 is computed in SD4 by performing the front motor torque preliminary decision routine shown, for example in drawing 21 . That is, at SD41 of drawing 21, it is the carrying-out limiting value WOUT. It is based and is the upper limit TMGmax of the output torque of MG16. It is computed, namely, the output-torque preliminary decision value TRMGtmp of a formula 11 to the above RMG70 -- being based -- output PRMG of RMG70 it computes -- having -- the output PRMG of RMG70 from -- the maximum output PMG of MG16 (=WOUT-PRMG) is computed, the maximum output torque TMG of MG16 is searched for based on the maximum output PMG of the MG16 (=WOUT-PRMG) from a formula 12, and this is set to TMGmaxp. moreover, output PRMG of RMG70 from -- the minimum output PMG of MG16 (=WIN-PRMG) is computed, the minimum output torque TMG of MG16 is called for based on the minimum output PMG of the MG16 (=WIN-PRMG) from a formula 12, and this is set to TMGminp. In a formula 12, PMGloss (NMG, TMG) is loss of MG16.

[0122] (Formula 11)

PRMG =NRMG xTRMGtmp+PRMGloss (NRMG and TRMG)

(Formula 12)

NMGxTMG+PMGloss(NMG, TMG) =PMG [0123] Subsequently, at SD42 corresponding to said 1st motor actuation control means 330, it is a formula 13 to the operator demand torque Tdrv about the output-torque basic value TMGbase of MG16. And it computes based on the output-torque preliminary decision value TRMGtmp of RMG70, and the engine output-torque basic value TEbase, and it orders so that the output-torque basic value TMGbase may be outputted from MG16. In a formula 13, GRF is the reduction gear ratio of the main driving gear (an epicyclic gear drive 18 and nonstep variable speed gear 20). a formula 13 -- operator demand torque Tdrv from -- since the output-torque basic value TMGbase of MG16 is computed by the output-torque preliminary decision value TRMGtmp of RMG70 based on the value which deducted the reduction gear ratio GRR, when the output torque of RMG70 is restricted, for example in SD34, only the part is increased by the output-torque basic value TMGbase of MG16, and the sum total driving force or the regenerative-braking force of a car is held uniformly. Therefore, in this example, this SD42 also supports said 1st motor actuation increase means 338.

[0124] (Formula 13)

TMGbase=(Tdrv-TRMGtmpxGRR)/GRF-TEbase [0125] then, in SD43 corresponding to said 1st motor actuation limit means 334 In order to perform the limit originating in the temperature of the limit originating in accumulation-of-electricity equipment 112, and MG16 to the above-mentioned output-torque basic value TMGbase, Above TMGmaxp and TMGminp and said TMGmax And TMGmin the bound guard processing to depend performs according to a formula 14 and a formula 15 -- having -- the value after bound guard processing -- output-torque preliminary decision value TMGtmp of MG16 \*\*\*\*\* -- it is determined.

[0126] (Formula 14)

TMGminp<=TMGbase<=TMGmaxp (formula 15)

TMGmin <=TMGbase<=TMGmax [0127] It returns to drawing 18 , and in SD5, the temporary torque Tftmp of a front wheel (axle) is computed from a formula 16, and the temporary torque Trtmp of a rear wheel (axle) is computed from a formula 17.

[0128] (Formula 16)

Tftmp=(TMG+TEbase) x(NIN/NOUT) xEFCVT xGRF (formula 17)

Trtmp=TRMGtmpxGRR [0129] Next, in SD6, it is judged [ of temporary torque |Trtmp| of a rear wheel to whether temporary torque |Trtmp| of the above-mentioned rear wheel is below the value that hung the rear wheel torque partition ratio Ktr on total value |Tftmp+Trtmp| of the temporary torque Tftmp of a front wheel, and the temporary torque Trtmp of a rear wheel, and total value |Tftmp+Trtmp| ] whether it is below the rear wheel torque partition ratio Ktr comparatively (|Trtmp|/|Tftmp+Trtmp|). When decision of this SD6 is affirmed, it sets to SD7, and the temporary torque TRMGtmp of the above-mentioned rear wheel is output-torque TRMG of RMG70. It is determined by carrying out.

[0130] However, in SD8, when decision of the above SD 6 is denied, after the output torque of RMG70 is re-calculated, the above SD 7 is performed. In this SD8, the rear motor output-torque re-calculation routine shown, for example in drawing 22 is performed. SD81 of drawing 22 -- the front-wheel temporary-from formula 18 torque  $T_{ftmp}$ , a front-wheel torque allocation ratio  $(1-K_{tr})$ , and the rear wheel torque allocation ratio  $K_{tr}$  -- based on  $[K_{tr}/(1-K_{tr})]$ , the torque  $T_{rtmp}$  of a rear wheel is computed comparatively, and temporary output torque value  $TRMGtmp$  of RMG70 is computed in SD82 based on the torque  $T_{rtmp}$  of the rear wheel, and the reduction gear ratio GRR of the subdriving gear 12 from a formula 19. Here for example, since the output torque of MG16 was restricted by said SD43 When [ of temporary torque  $|T_{rtmp}|$  of a rear wheel to total value  $|T_{ftmp}+T_{rtmp}|$  of the temporary torque  $T_{ftmp}$  of a front wheel and the temporary torque  $T_{rtmp}$  of a rear wheel ] it turns around the rear wheel torque partition ratio  $K_{tr}$  a top comparatively ( $|T_{rtmp}|/|T_{ftmp}+T_{rtmp}|$ ), with the above-mentioned formula 18 So that it may become the partition ratio  $[K_{tr}/(1-K_{tr})]$  of the front-wheel torque allocation ratio  $(1-K_{tr})$  which is a target partition ratio as which the partition ratio  $(T_{rtmp}/T_{ftmp})$  of the front-wheel temporary torque  $T_{ftmp}$  and the rear wheel temporary torque  $T_{rtmp}$  was determined beforehand, and the rear wheel torque allocation ratio  $K_{tr}$  that is, since the rear wheel temporary torque  $T_{rtmp}$  is reduced corresponding to the amount of limits of the output torque of the above MG 16 so that the driving force allocation ratio of an actual condition order ring or a regenerative-braking force allocation ratio may turn into a target partition ratio  $[K_{tr}/(1-K_{tr})]$  The above SD 8 supports said 2nd motor actuation reduction means 340.

[0131] (Formula 18)

$$T_{rtmp}=T_{ftmp} \times [K_{tr}/(1-K_{tr})]$$

(Formula 19)

$TRMGtmp=T_{rtmp} \times GRR$  [0132] As mentioned above, according to this example, since the interrelation of the thermal rating of MG16 (the 1st motor) and RMG70 (the 2nd motor) is made into a specific condition, the order ring drive car could have the driving force balance taken into consideration, and transit stability can be held.

[0133] Moreover, according to this example, since the thermal rating of MG16 (the 1st motor) is made higher than the thermal rating of RMG70 (the 2nd motor), the thermal rating of RMG70 which drives rear wheels 80 and 82 is lower than the thermal rating of MG16 which drives front wheels 66 and 68, the output of RMG70 by the side of a rear wheel is restricted previously, but since it is rear wheels 80 and 82, there is an advantage on which the stability of a car is held comparatively.

[0134] Moreover, the total driving force or the regenerative-braking force of a car is secured, maintaining the stability of a car comparatively according to this example, since actuation (drive actuation or regeneration actuation) of MG16 is increased by the 1st motor actuation increase means 338 (SD42) at the time of the actuation limit of RMG70 by the 2nd motor actuation limit means 336 (SD34) (at the time of a drive actuation limit or a regeneration actuation limit). For example, it sets at the time of the load limitation of RMG70, and is the operator demand torque  $T_{drv}$ . The output of MG16 is increased so that total driving force of a corresponding car may not be changed. The total driving force or the regenerative-braking force of a car is secured the stability of a car being held by increasing the regeneration of MG16 so that all regenerative-braking torque of a car may not be changed at the time of a regeneration limit of RMG70.

[0135] Moreover, according to this example, it is the 1st motor actuation limit means 334 (SD43). Since actuation of RMG70 is reduced in order to make the partition ratio of an order ring into a target partition ratio with the 2nd motor-output reduction means 340 (SD8) at the time of the actuation limit of MG16 to depend (i.e., in order to set the torque partition ratio of rear wheels 80 and 82 to  $K_{tr}$ ), the stability of a car is secured. For example, so that the torque assignment ratio  $K_{tr}$  of an order ring, i.e., a rear wheel torque assignment ratio, may be maintained at the time of the load limitation of MG16 Or the total driving force or the regenerative-braking force of a car is secured, the stability of a car being held by reducing the output of RMG70 so that it may become front-wheel drive (FF) from it, and reducing the

regeneration of RMG70 similarly at the time of a regeneration limit of MG16.

[0136] Drawing 23 is a flow chart explaining other control actuation of drawing 9. In this flow chart, in the point that SA30 performed when SA1 is deleted and decision of SA2 is affirmed as compared with drawing 9 is formed, it is different, and others are the same. The same sign is given to the part which is common in drawing 9, and explanation is omitted.

[0137] In the above SA 30, it is judged whether it is in the low-temperature condition below the predetermined temperature from which an OAT may produce road surface coefficient-of-friction change, and road surface inclination is climb transit more than a predetermined include angle. This climb transit is judged based on the signal from G sensor before and after not illustrating, for example. Or using the acceleration difference of acceleration before and after memorizing at the time of the coasting transit to which the time of a halt of a car or an accelerator pedal 122 is not operated, and the acceleration in front of start being equivalent to road surface inclination, when the acceleration difference exceeds a predetermined value, climb transit may be judged. In this case, there is an advantage by which a misjudgment law is not carried out to a climb in the high acceleration start in a flat way.

[0138] When decision of the above SA 30 is affirmed, by performing 16 or less SA, the 1st output-torque field which can obtain big driving force relatively is chosen, and RMG70 drives according to the 1st output-torque field. Four-flower drive transit from which big driving force is obtained by this is performed. However, since the 2nd output-torque field where the maximum torque was set up small is chosen from the 1st output-torque field by performing 19 or less SA when decision of the above SA 30 is denied, RMG70 drives according to the 2nd output-torque field. Thereby, although it is enough on a flat way or a quantity  $\mu$  way, four-flower drive transit by which power consumption was controlled is performed, and the drive load of RMG70 is mitigated.

[0139] In addition, in the above SA 30, it may be made to be judged whether it is in the low-temperature condition below the predetermined temperature from which an OAT may produce road surface coefficient-of-friction change, or road surface inclination is climb transit more than a predetermined include angle. In this case, when [ and ] it is in the low-temperature condition below the predetermined temperature from which an OAT may produce road surface coefficient-of-friction change, and when [ both ] road surface inclination is climb transit more than a predetermined include angle, by performing 16 or less SA, the 1st output-torque field which can obtain big driving force relatively is chosen, and RMG70 drives according to that 1st output-torque field. However, since the 2nd output-torque field where the maximum torque was set up small is chosen from the 1st output-torque field by performing 19 or less SA not the low-temperature condition below the predetermined temperature from which an OAT may produce road surface coefficient-of-friction change but when road surface inclination moreover is not climb transit more than a predetermined include angle, RMG70 drives according to the 2nd output-torque field.

[0140] Drawing 24 is a functional block diagram explaining the quantity  $\mu$  way assistant control which operates RMG70 according to a predetermined driving force allocation ratio in order to heighten the driving force of a car temporarily at the time of the climb start of a car according to the important section of other control functions prepared in said hybrid control unit 104 etc., i.e., the driving force of front wheels 66 and 68, and generates driving force also from rear wheels 80 and 82. Setting to drawing 24, the target output decision means 348 is control input (accelerator opening)  $\theta$  of actuation extent 122 of the output actuation means by the actual operator, for example, an accelerator pedal, ] A from the relation which is shown in drawing 25 and which was memorized beforehand. The target driving force FT1 is determined based on the vehicle speed V. The relation shown in above-mentioned drawing 25 is beforehand called for experimentally, in order to realize an operator's demand driving force or demand acceleration force.

[0141] The ramp start assistant control means 350 is the driving force of the magnitude corresponding to a road grade, and gives the retreat rate of the car at the time of climb start, i.e., the driving force of magnitude which it slips down and a rate makes crawling [ below the

bigger predetermined vehicle speed than zero (for example, 1 – 3 km/h extent) ], to a car until a car reaches a predetermined rate by actuation of an accelerator pedal 122 in advance of start actuation of a car. Namely, the ramp start assistant control means 350 A road surface inclination detection means 352 to memorize based on the output signal of an acceleration sensor before and after not illustrating the order acceleration  $G_{xstp}$  at the time of a car halt and brakes operation at the time of the stop corresponding to inclination in order that the road surface from which a car tends to depart may carry out inclination (include angle) detection for example, For example, a temporary amendment driving force decision means 354 to determine the temporary amendment driving force  $dFK$  which should be added in order to control the retreat at the time of climb start based on the order acceleration  $G_{xstp}$  at the time of the stop corresponding to actual inclination from the relation which is shown in drawing 26 , and which was memorized beforehand, Temporary amendment driving force  $dFK$  determined by the temporary amendment driving force decision means 354 As it is based, for example, is shown in drawing 27 , at the time of output initiation, it increases promptly relatively in the standup period for about 0.2 seconds ( $t_0 - t_1$ ), and it is the temporary amendment driving force  $dFK$ . Although reached the time of output termination -- for example, 1 thru/or the falling period for about 2 seconds ( $t_2 - t_3$ ) -- the temporary amendment driving force  $dFK$  from -- with an amendment driving force generating means 355 to generate the amendment driving force  $dF$  which decreases gently relatively In order to give the amendment driving force  $dF$  to the driving force of a car, it has an amendment driving force grant means 356 to add to said target driving force  $FT1$ . the relation shown in above-mentioned drawing 26 -- the retreat rate of the car at the time of climb start -- that is, it asks beforehand to slip down and for a rate to serve as crawling [ below the big predetermined vehicle speed (for example, 1 – 3 km/h extent) ] from zero experimentally -- having -- predetermined inclination within the limits, at i.e., the time of a stop, -- order acceleration  $G_{xstp}$  --  $G1$  Or  $G2$  It is determined that the temporary amendment driving force  $dFK$  will increase-like to within the limits proportionally with the increment in the order acceleration  $G_{xstp}$  at the time of a stop. The order acceleration  $G_{xstp}$  is  $G1$  at the time of a stop. When small, even if it does not give the amendment driving force  $dF$ , a retreat rate is loose, and the order acceleration  $G_{xstp}$  is  $G2$  at the time of a stop. It is the temporary amendment driving force  $dFK$  in order to enlarge with the retreat rate after it on a road surface inclination, when large. The increment is saturated.

[0142] Moreover, relation  $\theta_{A1}=f$  set up beforehand as accelerator opening  $\theta_{A1}$  shows to drawing 28 (it  $G_{xstp}(s)$ ) An amendment initiation improper judgment means 358 to judge whether ramp start assistant amendment of driving force is unnecessary based on whether the decision-criterion value  $\theta_{A1}$  calculated based on the actual road surface inclination  $G_{xstp}$  and car weight  $W$  from  $W$  was exceeded, An amendment termination judging means 360 to judge whether the climb start assistant control whose accelerator opening  $\theta_{A1}$  gives the amendment driving force  $dF$  based on whether the decision-criterion value  $\theta_{A2}$  set up beforehand was exceeded is stopped is established. The above-mentioned ramp start assistant control means 350 356, i.e., an amendment driving force grant means Although climb start assistant control is not performed when judged with amendment of driving force being unnecessary by the amendment initiation improper judgment means 358 When judged with accelerator opening  $\theta_{A1}$  having exceeded about 20% of decision-criterion value  $\theta_{A1}$  corresponding to the inclination which is about 10 degrees, climb start assistant control is started. Moreover, it sets during climb start assistant control, and the above-mentioned ramp start assistant control means 350 356, i.e., an amendment driving force grant means, is accelerator opening  $\theta_{A1}$  by the above-mentioned amendment termination judging means 360. Since the driving force based on the acceleration actuation of an accelerator pedal 122 is heightened when judged with having exceeded the decision-criterion value  $\theta_{A2}$  set up beforehand, start assistant control is stopped or terminated.

[0143] The decision-criterion vehicle speed  $V1$  with which the vehicle speed  $V$  was beforehand set as 1 – 3 km/h extent It is predetermined time  $T1$  a vehicle speed judging means 362 to judge whether it is above, and un-operating [ of a brake pedal 124 ] it. A brake non-operating

continuation judging means 364 to judge whether it is continued above is established. Said ramp start assistant control means 350 356, i.e., an amendment driving force grant means The decision-criterion vehicle speed V1 to which the vehicle speed V was beforehand set by the vehicle speed judging means 362 [ whether it is judged with it not being above (lower than the decision-criterion vehicle speed V1), and ] Or although the above-mentioned amendment driving force dF is given to the driving force of a car when judged with or more [ predetermined time T ] 1 consecutive operation of the brake pedal 124 not being carried out by the brake non-operating continuation judging means 364 The decision-criterion vehicle speed V1 to which the vehicle speed V was set beforehand It is judged with it being above, or it is predetermined time T1 un-operating [ of a brake pedal 124 ] it. When continued above, climb start assistant control which gives the above-mentioned amendment driving force dF to the driving force of a car is not performed. That is, for the climb start assistant control by the above-mentioned ramp start assistant control means 350 356, i.e., an amendment driving force grant means, under a stop of a car or the vehicle speed V is the very low decision-criterion vehicle speed V1. When low, even if brake-on actuation is carried out or off actuation is carried out, it is predetermined time T1. It is carried out when not continuing above.

[0144] The prime-mover drive control means 366 controls the output of the prime mover of a car so that the target driving force  $FT2 (=FT1+dF)$  to which the amendment driving force dF was added by the amendment driving force grant means 356 is obtained. For example, by making the target driving force FT1 output, and making the amendment driving force dF for climb start output from RMG70 which is the prime mover of a rear wheel system from the engine 14 which is the prime mover of a front-wheel system, and/or MG16 Before actuation of an accelerator pedal 122, retreat of a car is chiefly limited to 1-3km/h few about h rates with the amendment driving force dF, and when climb start is started by actuation of an accelerator pedal 122, let the total driving force of a car be the target driving force FT2 as a four-flower drive condition.

[0145] Drawing 29 and drawing 30 are the flow charts explaining the important section of control actuation of the hybrid control device 104 of this example, drawing 29 shows a driving force control routine, and drawing 30 shows the climb start amendment driving force calculation routine, respectively.

[0146] accelerator opening  $\theta_{A}$  which is the control input of the output signal of the sensor which is not illustrated by SE1 in drawing 29 to the vehicle speed V and an accelerator pedal 122, and order acceleration  $G_x$  etc. -- it is read. Subsequently, control input (accelerator opening)  $\theta_{A}$  of the accelerator pedal 122 actual from the relation which is shown, for example in drawing 25 and which was memorized beforehand in SE2 corresponding to said target output decision means 348 Based on the vehicle speed V, the target driving force FT1 which is an operator's demand driving force is determined. Then, it is the driving force of the magnitude corresponding to a road grade, and the retreat rate of the car at the time of climb start, i.e., the driving force of magnitude which it slips down and a rate makes crawling [ below the bigger predetermined vehicle speed than zero (for example, 1 - 3 km/h extent) ], is given to a car in SE3 and SE4 corresponding to said ramp start assistant control means 350 until a car reaches a predetermined rate by actuation of an accelerator pedal 122 in advance of start actuation of a car.

[0147] Drawing 30 shows the routine which computes the climb start amendment driving force which explains actuation of the above SE 3 in detail. At SE31 on drawing 30 and corresponding to said amendment initiation improper judgment means 358, it is accelerator opening  $\theta_{A}$ . For example, based on whether the decision-criterion value  $\theta_{A1}$  calculated based on the actual road surface inclination  $G_{xstp}$  and car weight W from relation  $\theta_{A1}=f(G_{xstp}, W)$  set up beforehand as shown in drawing 28 was exceeded, it is judged whether ramp start assistant amendment of driving force is unnecessary. Since it is in the condition operated comparatively greatly so that it may become 20% or more for start of an accelerator pedal 122 when decision of this SE31 is affirmed In SE32, in order to make amendment driving force dF computed into zero, calculation of amendment driving force is made not to be started by setting the contents of the order G sensor value  $G_{xstp}$  as "0" compulsorily at the time of the stop corresponding to

road surface inclination substantially.

[0148] However, since it is in the condition that start actuation of the accelerator pedal 122 is not yet carried out when decision of the above SE 31 is denied, SE33, SE34, and SE35 corresponding to said road surface inclination detection means 352 are performed. It is judged for example, based on the vehicle speed  $V$  whether a car is stopping at SE33, and it is judged based on the output signal from the brake switch which is not illustrated, for example in SE34 whether the brake pedal 124 is operated. When both decision of SE33 and SE34 is affirmed, in SE35, the output value of an order [ at that time ] G sensor is memorized as a gravity value  $G_{xstp}$  showing road surface inclination.

[0149] Subsequently, in order to judge whether the amendment for climb start became unnecessary by the increment in driving force at the time of start by actuation of an accelerator pedal 122 in SE36 corresponding to said amendment termination judging means 360, it is accelerator opening  $\theta_{A1}$ . It is judged whether the decision-criterion value  $\theta_{A2}$  set up beforehand was exceeded. When decision of this SE36 is affirmed, in order to make into zero amendment driving force  $dF$  computed in SE37, calculation of amendment driving force is made not to be started by setting the contents of the order G sensor value  $G_{xstp}$  as "0" preferentially at the time of the stop corresponding to road surface inclination substantially.

[0150] However, it is the temporary amendment driving force  $dFK$  which should be added in order to control the retreat at the time of climb start based on the order acceleration  $G_{xstp}$  in SE38 corresponding to said temporary amendment driving force decision means 354 at the time of the stop corresponding to actual inclination from the relation which is shown in drawing 26 , and which was memorized beforehand when decision of the above SE 36 is denied. It is determined. Subsequently, it sets to SE39 corresponding to said amendment driving force generating means 355. Based on the above-mentioned temporary amendment driving force  $dFK$ , as shown in drawing 27 , immediately after amendment driving force grant initiation, it increases promptly relatively in the standup period for about 0.2 seconds ( $t_0 - t_1$ ), and it is the temporary amendment driving force  $dFK$ . Although reached the time of amendment driving force grant termination -- for example, 1 thru/or the falling period for about 2 seconds ( $t_2 - t_3$ ) -- the temporary amendment driving force  $dFK$  from -- the amendment driving force  $dF$  which decreases gently relatively is generated.

[0151] It is the decision-criterion vehicle speed  $V_1$  with which the actual vehicle speed  $V$  was beforehand set as 1 - 3 km/h extent in SE40 corresponding to said vehicle speed judging means 362 when decision of said SE33 was denied. It is judged whether it became the above. Although 36 or less SE is performed in order to make the control for giving the amendment driving force for climb start continue since a car is in the condition out of which the vehicle speed does not yet come by climb start when decision of this SE40 is denied Since it is in the condition made [ the car ] to already carry out advance initiation at the time of climb start and is in the condition it became unnecessary to give the amendment driving force for climb start when decision of the SE40 is affirmed In order to terminate substantially the control which gives the amendment driving force, said 32 or less SE is performed.

[0152] Moreover, when decision of said SE34 is denied, it sets to SE41 corresponding to said brake non-operating continuation judging means 364, and a brake pedal 124 is the predetermined time  $T_1$  set as about 1 second. It is judged whether consecutive operation is carried out above. Although 36 or less SE is performed in order to make the control for giving the amendment driving force for climb start continue since it is in the condition that an advance intention of an operator may exist when decision of this SE41 is denied since it is in a condition with better having thought that an advance intention of an operator did not exist, and for the bottom of the shearing of the car of a climb way having boiled \*\* as usual, and carrying out it when decision of the SE41 is affirmed, in order to terminate substantially the control which gives the amendment driving force, said 32 or less SE is performed.

[0153] Subsequently, it returns to drawing 29 , and in SE4 corresponding to said amendment driving force grant means 356, in order to give the amendment driving force  $dF$  computed in the above SE 39 to the driving force of a car, the final target driving force  $FT_2$  after amendment is

computed by being added to the target driving force  $FT1$  called for in said SE2. And in SE5 corresponding to said prime-mover drive control means 366, the output of the prime mover of a car controls so that the target driving force  $FT2 (=FT1+dF)$  with which the amendment driving force  $dF$  computed in SE39 was added is obtained. For example, let the total driving force of a car be the target driving force  $FT2$  by making the target driving force  $FT1$  output, and making the amendment driving force  $dF$  for climb start output from RMG70 which is the prime mover of a rear wheel system from the engine 14 which is the prime mover of a front-wheel system, and/or MG16.

[0154] In addition, when it is judged with amendment of driving force being unnecessary by SE31 (amendment initiation improper judgment means 358) in the above SE 4, It sets during climb start assistant control, and is accelerator opening  $\theta_{aA}$  by SE36 (the above-mentioned amendment termination judging means 360). When judged with having exceeded the decision-criterion value  $\theta_{aA2}$  set up beforehand, The decision-criterion vehicle speed  $V1$  to which the vehicle speed  $V$  was beforehand set by SE40 (vehicle speed judging means 362) When judged with it not being above (lower than the decision-criterion vehicle speed  $V1$ ), Or a brake pedal 124 is predetermined time  $T1$  by SE41 (brake non-operating continuation judging means 364). When judged with not being operated continuously above Since amendment driving force  $dF$  which the order acceleration  $G_{xstp}$  is set as zero at the time of a stop, and is called for from it is also made into zero, climb start assistant control which gives the amendment driving force  $dF$  substantially to the driving force of a car is not performed.

[0155] As mentioned above, according to the ramp start assistant control means 350, in driving force control of the car of this example When performing drive control of the car which gives driving force to the driving wheel of a car corresponding to the order acceleration  $G_{xstp}$  at the time of the stop showing a road grade From the driving force  $FT2 (=FT1+dF)$  of a car being set up so that the retreat vehicle speed may consist of zero below the large predetermined vehicle speed at the time of climb start of a car Since it is slightly retreated below with the predetermined vehicle speed before treading in of an accelerator pedal 122 on the occasion of ramp start of a car, while \*\* is controlled for the bottom of the shearing of a car, an operator can know a road grade correctly. For this reason, an operator can break in now according to ramp inclination on the occasion of start of a car. Namely, retreat force  $FR$  of the conventional car which is the difference of the energization force of the car retreat direction and fixed creep force, such as friction, based on gravity Although there is a property which becomes so large that the order acceleration  $G_{xstp}$  becomes large at the time of a road surface tilt angle, i.e., a stop, as shown in drawing 31 It is the temporary amendment driving force  $dFK$  as mentioned above. From becoming so large that the order acceleration  $G_{xstp}$  becoming large at the time of a stop being determined from the relation shown in drawing 26 , and being given to the car driving force of the advance direction actual retreat force  $FR'$  which is the difference of the energization force of the car retreat direction based on the above-mentioned gravity, and the target driving force  $FT2$  (it becomes the temporary amendment driving force  $dFK$  in a car halt) Retreat force  $FR$  of the above-mentioned conventional car it is made small -- having -- and abbreviation -- it is supposed that it is fixed. for example,  $G_a$  to which the order acceleration  $G_{xstp}$  becomes large one by one at the time of a stop,  $G_b$ , and  $G_c$  although it set and the conventional retreat force was  $FR_a$ ,  $FR_b$ , and  $FR_c$  -- receiving -- this example -- temporary amendment driving force  $dFK$  a part -- only -- it considers as small  $FR_a'$ ,  $FR_b'$ , and  $FR_c'$  -- having -- \*\*\*\* -- these  $FR_a'$ ,  $FR_b'$ , and  $FR_c'$  -- ' -- mutual -- abbreviation -- it considers as the equivalent value.

[0156] Moreover, climb start is faced when performing drive control of the car which gives driving force to the driving wheel of a car corresponding to the order acceleration  $G_{xstp}$  at the time of the stop showing a road grade according to this example.  $T1$  whose non-operating duration of a brake pedal 124 is about 1 second during a stop of a car by the brake non-operating continuation judging means 364 predetermined When judged with it being longer than time amount Since grant of the driving force  $dF$  corresponding to a road grade is stopped, since \*\* is permitted, in the condition that there is no advance intention of an operator, the

bottom of the shearing of a car can tell an operator about extent of a road grade.

[0157] Moreover, when performing drive control of the car which gives driving force to a driving wheel corresponding to the order acceleration  $Gx_{stp}$  at the time of the stop which expresses a road grade at the time of climb start of a car according to the amendment driving force grant means 356 of this example Driving force is raised promptly [ when carrying out activation initiation of the grant of the driving force  $dF$  corresponding to a road grade ]. Since it decreases driving force gently at the time of the termination of grant of the driving force  $dF$  corresponding to a road grade, or termination, when starting activation of grant of driving force  $dF$ , while control of  $**$  is performed promptly, the bottom of the shearing in the time of climb way start At the time of the termination of grant of driving force  $dF$ , or termination, grant of driving force is stopped without sense of incongruity.

[0158] Moreover, according to this example, it sets to the four-wheel drive car which enabled the drive of either front wheels 66 and 68 or the rear wheels 80 and 82 at the 1st prime mover 14, for example, an engine, and MG16, and enabled the drive of another side by the 2nd prime mover 70, for example, MG. The control unit of the four-wheel drive car is actuation extent of an operator's output actuation means, for example, accelerator opening  $\theta_A$ . The target driving force  $FT1$  is called for based on the vehicle speed  $V$  (target output decision means 348). The driving force  $FT2$  which should be outputted from a front-wheel and rear wheel side based on the target driving force  $FT1$  By that by which the driving force of front wheels 66 and 68 and rear wheels 80 and 82 is controlled to become the value amended based on the order acceleration  $Gx_{stp}$  at the time of the stop which expresses a road grade at the time of car start (the amendment driving force generating means 355, amendment driving force grant means 356) At the time of climb start transit, it considers as driving force allocation of a ring before and after suiting the inclination at the same time the target driving force suitable for a demand of an operator is attained.

[0159] Moreover, according to this example, it sets to drive control of the car which performs, the control, i.e., the climb assistant control, which gives driving force to the driving wheel of a car corresponding to the order acceleration  $Gx_{stp}$  at the time of the stop showing said road surface road grade. It is within the limits of a predetermined road grade,  $G1$  [ i.e., ], by the temporary amendment driving force decision means 354. Or  $G2$  From the driving force of a car being set up corresponding to a road grade so that the retreat vehicle speed may become within the limits below the predetermined vehicle speed Since it is no longer increased more than it by the driving force of the car set up so that the retreat vehicle speed may become below the predetermined vehicle speed when a road grade exceeds a predetermined road grade, an operator can know a road grade much more correctly.

[0160] According to this example, moreover, with said temporary amendment driving force decision means 354, the amendment driving force generating means 355, and the amendment driving force grant means 356 Corresponding to the order acceleration  $Gx_{stp}$ , it faces giving driving force to the driving wheel of a car at the time of the stop showing a road surface road grade. Since the predetermined vehicle speed is made into the vehicle speed of several km, 1 [ for example, ], thru/or 3 km/h when the driving force  $FT2 (=FT1+dF)$  of a car is set up so that the retreat vehicle speed may consist of zero below the large predetermined vehicle speed at the time of climb start of a car, the bottom of the shearing of a climb way is controlled by the value with suitable  $**$ .

[0161] (Moreover, the demand driving force  $FT1$ , i.e., accelerator opening  $\theta_A$  corresponding to the demand driving force  $FT1$ , which said operator demands with the amendment termination judging means 360 according to this example When judged with having become  $\theta_{A2}$  or more predetermined values which are not zero) From it being that by which grant of the driving force  $dF$  corresponding to a road grade is stopped Demand driving force  $FT1$ , i.e., accelerator opening  $\theta_A$  corresponding to the demand driving force  $FT1$ , When it is within the limits from the zero to the predetermined value  $\theta_{A2}$ , the driving force which becomes large corresponding to a road grade becoming large is given, and retreat (slipping down) of a car is prevented suitably.

[0162] Drawing 32 is a functional block diagram explaining the important section of other control

functions of driving force control of the car by the hybrid control device 104. Setting to drawing 32, the target driving force calculation means 380 is control input (accelerator opening)  $\theta_a$  [ of actuation extent 122 of the output actuation means by the actual operator, for example, an accelerator pedal, ] A from the relation which is shown in drawing 33 and which was memorized beforehand. It is based on the vehicle speed V and is target driving force, i.e., target driving torque TT. It determines. The relation shown in above-mentioned drawing 33 is beforehand called for experimentally, in order to realize an operator's demand driving force or demand acceleration force. The rear wheel partition ratio reduction multiplier calculation means 382 is target driving torque TT calculated by the above-mentioned target driving force calculation means 380 from the relation which is shown in drawing 34, and which was memorized beforehand. The rear wheel partition ratio reduction multiplier Kcreep is computed by being based. The relation shown in this drawing 34 is beforehand called for experimentally, in order to acquire the property of drawing 35 which lessens actuation of RMG70 as much as possible, when target driving force is small. The ideal rear wheel partition ratio calculation means 384 is the ideal rear wheel partition ratio Ktro for realizing ideal driving force allocation of a ring before and after basing on load allocation from the relational expression used by SC4 of said drawing 12. It computes. The car start judging means 386 is [ whether a car is in a start condition, and ] accelerator opening  $\theta_a$ . And it judges based on the vehicle speed etc. The rear wheel partition ratio calculation means 388 is the rear wheel partition ratio reduction multiplier Kcreep called for by the above-mentioned rear wheel partition ratio reduction multiplier calculation means 382, if the start condition of a car is judged by the car start judging means 386. Ideal rear wheel partition ratio Ktro called for by the above-mentioned ideal rear wheel partition ratio calculation means 384 The rear wheel partition ratio Ktr is computed by carrying out multiplication. The front-wheel drive force calculation means 390 is the above-mentioned target driving torque TT. It reaches, the front-wheel drive force (front-wheel drive torque)  $(=TT \times (1 - Ktr))$  TF is computed from the rear wheel partition ratio Ktr, and the rear wheel driving force calculation means 392 is the above-mentioned target driving torque TT. And the rear wheel driving force (rear wheel driving torque) TR  $(=TT \times Ktr)$  is computed from the rear wheel partition ratio Ktr. The prime-mover drive control means 394 is the front-wheel drive force (front-wheel drive torque) TF computed by the above-mentioned front-wheel drive force calculation means 390. While controlling the engine 14 and MG16 which drive the front wheels 66 and 68 to be obtained Rear wheel driving force TR computed by the above-mentioned rear wheel driving force calculation means 392 (rear wheel driving torque) RMG70 which drives the rear wheels 80 and 82 so that it may be obtained is controlled, and four-flower drive transit is performed.

[0163] Drawing 35 is the above-mentioned target (demand) driving force TT, the front-wheel drive force TF, and the rear wheel driving force (rear wheel driving torque) TR. Relation is shown. Rear wheel partition ratio reduction multiplier Kcreep In the relation shown in drawing 34 for asking target driving force TT Predetermined value F1 until it reaches -- rear wheel partition ratio reduction multiplier Kcreep it is zero -- the predetermined value F1 from -- larger predetermined value F2 than it up to -- between -- target driving force TT increasing -- \*\* -- becoming -- rear wheel partition ratio reduction multiplier Kcreep It increases-like proportionally. Predetermined value F2 If it exceeds, it is set up so that the rear wheel partition ratio reduction multiplier Kcreep is saturated and may not increase. This predetermined value F2 Corresponding to it based on the upper limit (maximum) of the driving force with which neither front wheels 66 and 68 nor rear wheels 80 and 82 slip on low coefficient-of-friction ( $\mu$ ) ways, such as a freezing way and a hardened snow way, is determined. Therefore, target driving force TT Predetermined value F2 If it exceeds, driving force will be outputted from front wheels 66 and 68 or rear wheels 80 and 82 by the ideal allocation ratio, and it is the predetermined value F2. It sets by the creep from the following, and to a front-wheel side and an order torque allocation ratio is lessened at a rear wheel side. Drawing 35 is the ideal rear wheel allocation ratio Ktro. The property at the time of being 0.5 is shown.

[0164] Drawing 36 is a flow chart explaining driving force control actuation of the hybrid control

device 104 in the example of drawing 32 . In drawing 36 , input signals, such as accelerator opening  $\theta_A$  and the vehicle speed  $V$ , are read in SF1. Subsequently, accelerator opening  $\theta_A$  actual from the relation which is shown, for example in drawing 33 and which was memorized beforehand in SF2 corresponding to said target driving force calculation means 380. The target driving force, i.e., target driving torque  $TT$ , corresponding to an operator's demand driving force based on the vehicle speed  $V$  It is determined. Next, ideal rear wheel partition ratio  $K_{tr0}$  for realizing ideal driving force allocation of a ring before and after basing on load allocation from the relational expression used by SC4 of said drawing 12 in SF3 corresponding to said ideal rear wheel partition ratio calculation means 384 It is computed. And in SF4 corresponding to said car start judging means 386, it is judged whether it is in the start condition of a car. When decision of this SF4 is denied, in order to consider as the two-flower drive by front wheels 66 and 68, it sets in SF5, and it is the rear wheel partition ratio reduction multiplier  $K_{creep}$ . The contents are set as "0."

[0165] However, it is target driving torque  $TT$  calculated by SF2 from the relation which is shown in drawing 34 , and which was memorized beforehand in SF6 corresponding to said rear wheel partition ratio reduction multiplier calculation means 382 in order to consider as the four-flower drive by front wheels 66 and 68 and rear wheels 80 and 82, when decision of the above SF 4 is affirmed. The rear wheel partition ratio reduction multiplier  $K_{creep}$  is computed by being based. Then, at SF7 corresponding to said rear wheel partition ratio calculation means 388, it is the above-mentioned ideal rear wheel partition ratio  $K_{tr0}$ . Rear wheel partition ratio reduction multiplier  $K_{creep}$  The rear wheel partition ratio  $K_{tr}$  is computed by hanging. Subsequently, at SF8 corresponding to said rear wheel driving force calculation means 392, it is the above-mentioned target driving torque  $TT$ . And the rear wheel driving force (rear wheel driving torque)  $TR (=TT \times K_{tr})$  is computed from the rear wheel partition ratio  $K_{tr}$ . Next, at SF9 corresponding to said front-wheel drive force calculation means 390, it is the above-mentioned target driving torque  $TT$ . And the front-wheel drive force (front-wheel drive torque)  $(= TT \times (1 - K_{tr}))$   $TF$  is computed from the rear wheel partition ratio  $K_{tr}$ . and in SF10 corresponding to the prime-mover drive control means 394 Front-wheel drive force  $TF$  computed by the above SF 9 (front-wheel drive torque) While the engine 14 and MG16 which drive the front wheels 66 and 68 are controlled to be obtained Rear wheel driving force  $TR$  computed by the above SF 8 (rear wheel driving torque) RMG70 which drives the rear wheels 80 and 82 so that it may be obtained is controlled, and four-flower drive transit is performed. Thereby, as shown in drawing 35 , target driving force is the predetermined value  $F2$ . When small, actuation of RMG70 is lessened as much as possible, the power consumption and heat loss are made small, and the use region is expanded.

[0166] As mentioned above, according to this example, it sets to the control unit of a four-wheel drive car. For example, actuation extent, i.e., accelerator opening,  $\theta_A$  of an output actuation means by the operator actual from the relation which is shown in drawing 13 , drawing 25 , or drawing 33 and which was memorized beforehand In order to make the target driving force  $FT$  (target driving torque  $TT$ ) called for based on the vehicle speed  $V$  output from a front-wheel and rear wheel side a car condition ( drawing 15 and rear wheel load assignment ratio of a paragraph 0107), and the operational status ( drawing 11 and a paragraph 0093 order ring rotational-speed difference  $\rightarrow$ ) of a car Since the front-wheel drive force and rear wheel driving force are controlled based on drawing 23 and a paragraph 0137 and 0138 order G sensor, or a road condition (the road surface  $\mu$  and road grade of drawing 23 and paragraphs 0138 and 0139) Target driving force  $FT$  which the operator is demanding In order to obtain, the four-flower drive of a car condition, the operational status of a car, or a road condition reflected appropriately is attained.

[0167] Moreover, according to this example, since the engine 14 which is one of the sources of power which constitute it since the 1st prime mover is a compound prime mover which consists of two or more sources of power, the source 14 of power, i.e., an engine, where formats differ in mutual [ still more detailed / two or more ], and MG16 may be operated in the field where the effectiveness is high, fuel consumption is raised.

[0168] Moreover, according to this example, since the 2nd prime mover may consist of motor generators equipped with one piece, or two motors or generation-of-electrical-energy functions or more, consists of one RMG70 in this example and drives the rear wheels 80 and 82 of a four-wheel drive car, it switches between a front-wheel drive condition and a four-flower drive condition.

[0169] Moreover, the control unit of the four-wheel drive car of this example is the ideal rear wheel partition ratio  $K_{tro}$  corresponding to the driving force allocation between order rings. Target driving force  $TT$  It bases and changes. For example, target driving force  $TT$  Predetermined value  $F2$  When turning the bottom, it is the target driving force  $TT$ . Rear wheel partition ratio reduction multiplier  $K_{creep}$  determined by being based The rear wheel partition ratio  $K_{tro}$  Since it changes by carrying out multiplication, when driving force is small, actuation of RMG70 is controlled as much as possible, and the temperature rise is avoided.

[0170] Moreover, in this example, when it is in the start condition of a car, it sets, and the driving force allocation between order rings is the target driving force  $TT$ . The driving force allocation between the order at the time of start of a four-wheel drive car since it is based and changed rings is the target driving force  $TT$ . There is an advantage which is based and is changed appropriately.

[0171] moreover, ideal rear wheel partition ratio  $K_{tro}$  corresponding to [ / when it is in the start condition of a car in this example ] the driving force allocation ratio of an order ring Target driving force  $TT$  Predetermined value  $F2$  Rather than the time of being above Predetermined value  $F2$  From it being what is changed so that the partition ratio of the wheel (rear wheels 80 and 82 driven by RMG70 in this example) driven by the prime mover of the thermally more disadvantageous one of the 1st prime mover and the 2nd prime mover may be made small, at the time of the following Since the thermal load of the thermally more disadvantageous one of the 1st prime mover and the 2nd prime mover is mitigated, continuation of a four-flower drive becomes much more possible.

[0172] When it is in the start condition of a car, in this example moreover, the driving force allocation ratio of an order ring Target driving force  $TT$  Predetermined value  $F2$  From the time of being above, it is the predetermined value  $F2$ . From being changed so that the rear wheel partition ratio  $K_{tr}$  which is the wheel side driven by the 2nd prime mover may be made small, at the time of the following Since driving force outputted from RMG70 is made small, the temperature rise of RMG70 is controlled and the use range is expanded.

[0173] moreover, target rear wheel partition ratio  $K_{tro}$  corresponding to a driving force allocation ratio at this example Predetermined value  $F2$  for changing From being determined from the maximum driving force which does not result in a slip, a driving wheel on a predetermined low coefficient-of-friction road surface Predetermined value  $F2$  to which a driving wheel does not result in a slip Target rear wheel partition ratio  $K_{tro}$  on following target driving force within the limits and corresponding to a driving force allocation ratio It is changed, the output of RMG70 corresponding to the 2nd prime mover is made small, and the overheating is prevented suitably.

[0174] In the control unit of the four-wheel drive car of this example the operational status of a car Moreover, a start condition (SA2 of drawing 9 ), It considers as the four-flower drive which drives a front wheel and a rear wheel when it is in the condition of the either an acceleration condition (SA6, SA7 of drawing 9 ) or the low coefficient-of-friction road surface run states (SA1, SA3 of drawing 9 ). From considering as the two-flower drive which drives either a front wheel or a rear wheel, when it is not any, either Since it considers as the four-flower drive which drives a front wheel and a rear wheel automatically when it is in the condition of the start condition, an acceleration condition, or the low coefficient-of-friction road surface run states An unnecessary four-flower drive is avoided according to operational status, and overheating of the 2nd prime mover operated in order to consider as a four-flower drive is prevented suitably.

[0175] Moreover, during light load transit of a car, i.e., moderation transit, since the control device of the four-wheel drive car of this example is considered as a four-flower drive when it is [ non-accelerating without brakes operation ] under transit (SA8 of drawing 9 ), it is

automatically switched to a four-flower drive at the time of light load transit.

[0176] Moreover, since the 1st prime mover contains an engine 14 including the source of power, MG16 and RMG70, in which the regenerative control of the 1st prime mover and the 2nd prime mover of this example is possible, driving force may be generated from MG16 on which an engine 14 functions as being operated in an efficient field as a motor, or RMG70. [ i.e., ]

[0177] Moreover, in this example, since there is a case where a wheel drives only by MG16 on which only the motor included in said 1st prime mover or 2nd prime mover functions as a motor in which energy regeneration is possible, or RMG70, at the time of start of a car ( drawing 5 , SA2 of drawing 9 ) and an engine 14 is started by the non-operating state, the fuel consumption of a car is improved.

[0178] Moreover, in this example, since regenerative control using MG16 which functions as a motor and a generator, or RMG70 is performed at the time of braking of a car, or coasting transit, the rate of energy regeneration improves and the fuel consumption of a car is improved.

[0179] Moreover, in this example, since a wheel is driven by MG16 which the 1st prime mover drives a wheel only with an engine 14 at the time of the load more than predetermined, or functions as an engine 14 and the source of power in which energy regeneration is possible, or a motor, sufficient driving force is secured in a four-wheel drive car.

[0180] As mentioned above, although the example of this invention was explained to the detail based on the drawing, this invention is applied also in other modes.

[0181] For example, although the car of the above-mentioned example was a ring drive (four-flower drive) format before and after the main driving gear 10 equipped with an engine 14 and MG16 drives front wheels 66 and 68 and the subdriving gear 12 equipped with RMG70 drives rear wheels 80 and 82. Conversely, the subdriving gear 12 equipped with RMG70 may drive front wheels 66 and 68, and the main driving gear 10 equipped with an engine 14 and MG16 may drive rear wheels 80 and 82. Moreover, the prime mover may consist of at least one, such as an engine, a motor, and a hydraulic motor.

[0182] Moreover, in the above-mentioned example, although two or more kinds of examples of control were explained, those examples of control are mutually combined suitably in a predetermined car, and may be carried out.

[0183] Moreover, although front wheels 66 and 68 and rear wheels 80 and 82 were driven by the respectively different prime mover in the above-mentioned example, you may be the four-wheel drive car driven by the common prime mover. In this case, while a front wheel and a rear wheel are connected with a common prime mover in actuation, the driving force allocation ratio to the front wheel and rear wheel of driving force which were outputted from that prime mover is changed with a driving force allocation clutch. Also in the control unit of such a four-wheel drive car, it is based on actuation extent (accelerator opening  $\theta_A$ ) and the vehicle speed  $V$  of an output actuation means of an operator like the above-mentioned, and is the target driving force  $TT$ . It asks and is the target driving force  $TT$ . The driving force which should be outputted to a radical from a front-wheel and rear wheel side is controllable based on a car condition. Even in this case, in order to obtain the driving force which the operator is demanding, the four-flower drive of a car condition reflected appropriately is attained.

[0184] Moreover, in the above-mentioned example, the amendment driving force  $dF$  for climb start is beforehand called for by the amendment driving force generating means 355. Although the amendment driving force  $dF$  was added to the target driving force  $FT1$  by the amendment driving force grant means 356 in order to give the amendment driving force  $dF$  to the driving force of the car corresponding to the target driving force  $FT1$ . The correction factor for climb start (it is size from 1) is called for beforehand, and it is the target driving force  $F1$ . In order to give the correction factor to the driving force of a corresponding car, the correction factor is the target driving force  $F1$ . Multiplication may be made to be carried out.

[0185] Moreover, although the above-mentioned amendment driving force  $dF$  was made to output from the rear wheels 80 and 82 driven by RMG70 in the prime-mover driving force control means 366 of the above-mentioned example May make it output from the front wheels

66 and 68 driven to an engine 14 or MG16, and when it is in a four-flower drive condition You may make it output from the front wheels 66 and 68 driven to the rear wheels 80 and 82 and the engine 14, or MG16 driven by RMG70 so that the driving force allocation ratio at that time may not be changed.

[0186] Moreover, although the car of the above-mentioned example equipped the power transfer path with the nonstep variable speed gear 20, it may an epicyclic gear type or always be equipped with the owner stage change gear of an engagement mold parallel dual drum arrangement.

[0187] Moreover, although driving force control of the car shown in drawing 29 and drawing 30 with the hybrid control unit 104 was performed in the above-mentioned example, even if it performs with other control units, it does not interfere.

[0188] As mentioned above, although the example of this invention was explained to the detail based on the drawing, this is 1 operation gestalt to the last, and this invention can be carried out in the mode which added various modification and amelioration based on this contractor's knowledge.

---

[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号  
特開2001-171378  
(P2001-171378A)

(43) 公開日 平成13年6月26日 (2001.6.26)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

識別記号

F I

テーマコード<sup>\*</sup>(参考)

B 6 0 K 17/356  
6/02  
17/34  
41/00

B 6 0 K 17/356  
17/34  
41/00

B

3 0 1 A

3 0 1 B

3 0 1

審査請求 未請求 請求項の数23 O L (全 37 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2000-308306(P2000-308306)

(22) 出願日 平成12年10月6日(2000.10.6)

(31) 優先権主張番号 特願平11-287930

(32) 優先日 平成11年10月8日(1999.10.8)

(33) 優先権主張国 日本(J P)

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 三上 強

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 近藤 宏一

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 100085361

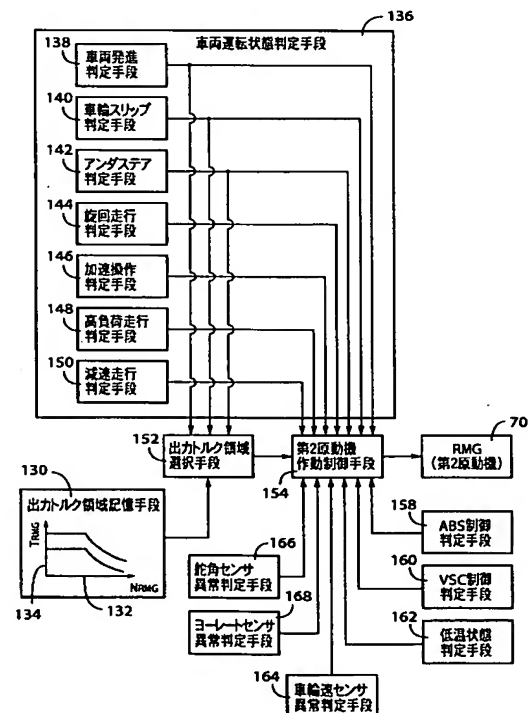
弁理士 池田 治幸

(54) 【発明の名称】 4輪駆動車の制御装置

(57) 【要約】

【課題】車両状態、車両の運転状態、或いは道路状態が変化してもそれに対応した適切な駆動力配分比で前後輪を駆動して目標駆動力が得られる4輪駆動車の制御装置を提供する。

【解決手段】 4輪駆動車の制御装置において、たとえば図13に示す予め記憶された関係から実際の運転者による出力操作手段の操作程度すなわちアクセル開度 $\theta_A$ と車速 $V$ とに基づいて求められた目標駆動力 $F_T$ (目標駆動トルク $T_T$ )を前輪側および後輪側から出力させるために、車両状態(図15および段落0107の後輪荷重分担比)、車両の運転状態(図11および段落0093の前後輪回転速度差、図23および段落0137、0138の前後Gセンサ)、或いは道路状態(図23および段落0138、0139の路面 $\mu$ および道路勾配)に基づいて前輪駆動力および後輪駆動力が制御されるので、運転者が要求している目標駆動力 $F_T$ を得るために、車両状態、車両の運転状態、或いは道路状態が適切に反映された4輪駆動が可能となる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 前輪および後輪の一方を第 1 原動機で駆動可能とし、他方を第 2 原動機により駆動可能とした 4 輪駆動車の制御装置において、  
運転者による出力操作手段の操作程度と車速とに基づいて目標駆動力を求め、該目標駆動力を前輪側および後輪側から出力させるための前輪駆動力および後輪駆動力を、車両状態またはその車両の運転状態に基づいて制御することを特徴とする 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 2】 前記第 1 原動機は、複数の動力源から成る複合原動機である請求項 1 の 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 3】 前記第 1 原動機は、複数の相互に形式が異なる動力源から成る複合原動機である請求項 1 の 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 4】 前記第 2 原動機は、少なくとも 1 個の電動機から成るものである請求項 1 乃至 3 のいずれかの 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 5】 前記第 2 原動機は、4 輪駆動車の後輪を駆動するものである請求項 4 の 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 6】 前記前後輪間の駆動力配分を目標駆動力に基づいて変更するものである請求項 1 乃至 5 のいずれかの 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 7】 前記車両状態は車両の発進状態であり、該車両の発進時において前後輪間の駆動力配分を目標駆動力に基づいて変更するものである請求項 6 の 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 8】 前記車両状態は車両の発進状態であり、該車両の発進時において前後輪の駆動力配分比を、目標駆動力が所定値以上であるときよりも、所定値未満のときは前記第 1 原動機および第 2 原動機のうちの熱的に不利な方の原動機により駆動される車輪の分配比を小さくするように変更するものである請求項 1 乃至 5 のいずれかの 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 9】 前記車両状態は車両の発進状態であり、該車両の発進時において前後輪の駆動力配分比を、目標駆動力が所定値以上であるときよりも、所定値未満のときは第 2 原動機により駆動される車輪側の分配比を小さくするように変更するものである請求項 5 の 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 10】 前記所定値は、所定の低摩擦係数路面でスリップに至らない最大駆動力から決定されたものである請求項 8 または 9 の 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 11】 前輪および後輪の一方を第 1 原動機で駆動可能とし、他方を第 2 原動機により駆動可能とした 4 輪駆動車の制御装置において、

車両の運転状態が発進状態、加速状態、低摩擦係数路面走行状態のうちのいずれかの状態である場合は前輪および後輪を駆動する 4 輪駆動とし、いずれでもない場合は前輪および後輪の一方を駆動する 2 輪駆動とすることを特徴とする 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 12】 車両の軽負荷走行中である場合は 4 輪駆動とするものである請求項 11 の 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 13】 前記第 1 原動機および第 2 原動機は電動機を含むものである請求項 11 または 12 の 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 14】 前記第 1 原動機はエンジンを含むものである請求項 13 の 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 15】 車両の発進時には、前記第 1 原動機または第 2 原動機に含まれる電動機のみにより車輪が駆動される場合があるものである請求項 13 または 14 の 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 16】 車両の制動時または惰行走行時は、前記電動機を発電機として用いた回生制御を行うものである請求項 13 乃至 15 のいずれかの 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 17】 前記第 1 原動機または第 2 原動機は、回生制御可能な動力源を含むものである請求項 11 または 12 の 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 18】 前記第 1 原動機はエンジンを含むものである請求項 17 の 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 19】 車両の発進時には、前記第 1 原動機または第 2 原動機に含まれるエネルギー回生可能な電動機のみにより車輪が駆動される場合があるものである請求項 17 または 18 の 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 20】 車両の制動時または惰行走行時は、前記エネルギー回生可能な電動機を用いた回生制御を行うものである請求項 17 乃至 19 のいずれかの 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 21】 所定以上の負荷時に第 1 原動機はエンジンのみにより車輪を駆動するか、エンジンおよびエネルギー回生可能な動力源により車輪を駆動するものである請求項 18 乃至 20 のいずれかの 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 22】 所定以上の負荷時に第 1 原動機はエンジンのみにより車輪を駆動するか、エンジンおよび電動機により車輪を駆動するものである請求項 14 乃至 16 のいずれかの 4 輪駆動車の制御装置。

【請求項 23】 前輪および後輪を原動機により駆動可能とした 4 輪駆動車の制御装置において、  
運転者の出力操作手段の操作程度と車速とに基づき目標駆動力を求め、その目標駆動力を基に前輪側および後輪側から出力すべき駆動力を車両状態に基づき制御することを特徴とする 4 輪駆動車の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、4 輪駆動車の制御装置に関し、特に車両発進時に前後輪の駆動力配分比を目標駆動力に従って変更することにより、後輪駆動モータの駆動を可及的に減らして温度上昇を抑制するもので

ある。

#### 【0002】

【従来の技術】前輪を第1原動機として機能するエンジンにより駆動し、後輪を第2原動機として機能する電動機により駆動する4輪駆動車両において、アクセル開度に応じて、エンジンの出力トルクに対して電動機の出力トルクを増大させる制御装置が知られている。たとえば、特開昭63-188528号公報に記載された電動機付4輪駆動車がそれである。

#### 【0003】

【発明が解決しようとする課題】上記従来の4輪駆動車両においては、アクセル開度が大きいほど電動機の出力を高めるように、アクセルペダルおよび車速に基づいてその電動機の出力が制御されている。しかしながら、前輪を駆動するエンジンおよび後輪を駆動する電動機の出力を運転状態に応じて制御する4輪駆動走行において、依然として改良の余地があった。たとえば、運転者の要求駆動力を目標とする目標駆動力を前輪および後輪から出力させるに際して、車両状態、車両の運転状態、或いは道路状態が変化すると、適切でない駆動力配分比とな

って不十分な4輪駆動走行となってしまうのである。

【0004】本発明は以上の事情を背景として為されたもので、その目的とするところは、車両状態、車両の運転状態、或いは道路状態が変化してもそれに対応した適切な駆動力配分比で前後輪を駆動して目標駆動力が得られる4輪駆動車の制御装置を提供することにある。

#### 【0005】

【課題を解決するための第1の手段】かかる目的を達成するための本発明の要旨とするところは、前輪および後輪の一方を第1原動機で駆動可能とし、他方を第2原動機により駆動可能とした4輪駆動車の制御装置において、運転者による出力操作手段の操作程度と車速とに基づいて目標駆動力を求め、その目標駆動力を前輪側および後輪側から出力させるための前輪駆動力および後輪駆動力を、車両状態、その車両の運転状態、または道路状態に基づいて制御することにある。

#### 【0006】

【第1発明の効果】このようにすれば、運転者による出力操作手段の操作程度と車速とに基づいて求められた目標駆動力を前輪側および後輪側から出力させるために、車両状態、車両の運転状態、或いは道路状態に基づいて前輪駆動力および後輪駆動力が制御されるので、運転者が要求している駆動力を得るために、車両状態、車両の運転状態、或いは道路状態が適切に反映された駆動力配分比の4輪駆動が可能となる。

#### 【0007】

【第1発明の他の態様】ここで、好適には、上記目標駆動力は予め記憶された関係から実際のアクセル開度および車速に基づいて算出され、前後輪の荷重分担比（車両状態）、前後輪回転速度差、前後加速度（運転状態）、

路面摩擦係数、路面勾配（道路状態）に基づいて前後輪からそれぞれ出力される駆動力が制御される。

【0008】また、好適には、前記第1原動機は、複数の動力源、さらに詳しくは複数の相互に形式が異なる動力源から成る複合原動機である。このようにすれば、複合原動機は、それを構成する動力源の少なくとも1つがその効率の高い領域で作動させられ得るので、燃費が高められる。

【0009】また、好適には、前記第2原動機は、1個または2個以上の電動機或いは発電機能を備えたモータジェネレータから成るものである。この第2原動機は、好適には、4輪駆動車の前輪および後輪のうちの後輪を駆動するものである。

【0010】また、好適には、前記4輪駆動車の制御装置は、前後輪間の駆動力配分を目標駆動力に基づいて変更するものである。たとえば、目標駆動力が所定値を下まわると変更するものである。このようにすれば、スリップのおそれのない低い目標駆動力の場合ではたとえば後輪駆動力が小さくされて後輪駆動用の電動機の不要な電力消費や温度上昇などを好適に防止される。

【0011】また、好適には、前記車両状態は車両の発進状態であり、その車両の発進時において前後輪間の駆動力配分を目標駆動力に基づいて変更するものである。このようにすれば、4輪駆動車の発進時における前後輪間の駆動力配分が目標駆動力に基づいて適切に変更される。

【0012】また、好適には、前記車両状態は車両の発進状態であり、その車両の発進時において前後輪の駆動力配分比が、目標駆動力が所定値以上であるときよりも、所定値未満のときは前記第1原動機および第2原動機のうちの熱的に不利な方の原動機により駆動される車輪の分配比を小さくするように変更されるものである。このようにすれば、第1原動機および第2原動機のうちの熱的に不利な方の熱的負荷が軽減されるので、4輪駆動の継続が一層可能となる。

【0013】また、好適には、前記車両状態は車両の発進状態であり、その車両の発進時において前後輪の駆動力配分比が、目標駆動力が所定値以上であるときよりも、所定値未満のときは第2原動機により駆動される車輪側の分配比を小さくするように変更される。このようにすれば、第2原動機から出力される駆動力が小さくされるので、第2原動機の温度上昇が抑制され、その使用範囲が拡大される。

【0014】また、好適には、前記駆動力配分比を変更するための所定値は、所定の低摩擦係数路面で駆動輪がスリップに至らない最大駆動力から決定されたものである。このようにすれば、駆動輪がスリップに至らない所定値以下の目標駆動力範囲内において駆動力配分比が変更されて第2原動機すなわち後輪駆動用電動機の出力が小さくされ、その過熱が好適に防止される。

## 【0015】

【課題を解決するための第2の手段】上記目的を達成するための第2発明の要旨とするところは、前輪および後輪の一方を第1原動機で駆動可能とし、他方を第2原動機により駆動可能とした4輪駆動車の制御装置において、車両の運転状態が発進状態、加速状態、低摩擦係数路面走行状態のうちのいずれかの状態である場合は前輪および後輪を駆動する4輪駆動とし、いずれでもない場合は前輪および後輪の一方を駆動する2輪駆動とすることにある。

## 【0016】

【第2発明の効果】このようにすれば、発進状態、加速状態、低摩擦係数路面走行状態のうちのいずれかの状態である場合は前輪および後輪を駆動する4輪駆動とされるので、運転状態に応じて不要な4輪駆動が回避され、4輪駆動とするために作動させられる第2原動機の過熱が好適に防止される。

## 【0017】

【第2発明の他の態様】ここで、好適には、前記4輪駆動車の制御装置は、車両の軽負荷走行中、すなわち減速走行中、ブレーキ操作のない非加速走行中である場合は4輪駆動とするものである。このようにすれば、軽負荷走行時に4輪駆動に切り換えられる。

【0018】また、好適には、前記第1原動機および第2原動機は回生制御可能な動力源すなわち電動機（モータジェネレータ）を含むものであり、その第1原動機はエンジンを含むものである。このようにすれば、エンジンが効率のよい領域で作動させられるように電動機から駆動力が発生させられ得る。

【0019】また、好適には、車両の発進時には、前記第1原動機または第2原動機に含まれる電動機のみ或いはエネルギー回生可能な電動機のみにより車輪が駆動される場合があるものである。このようにすれば、エンジンが非作動状態で発進させられるので、車両の燃費が改善される。

【0020】また、好適には、車両の制動時または惰行走行時は、前記電動機を発電機として用いた回生制御を行うものである。このようにすれば、エネルギー回生率が向上して車両の燃費が改善される。

【0021】また、好適には、所定以上の負荷時に第1原動機はエンジンのみにより車輪を駆動するか、エンジンおよびエネルギー回生可能な動力源或いは電動機により車輪を駆動するものである。このようにすれば、4輪駆動車において十分な駆動力が確保される。

## 【0022】

【課題を解決するための第3の手段】上記目的を達成するための第3発明の要旨とするところは、前輪および後輪を原動機により駆動可能とした4輪駆動車の制御装置において、運転者の出力操作手段の操作程度と車速とに基づき目標駆動力を求め、その目標駆動力を基に前輪側

および後輪側から出力すべき駆動力を車両状態に基づき制御することにある。

## 【0023】

【第3発明の効果】このようにすれば、運転者による出力操作手段の操作程度と車速とに基づいて求められた目標駆動力を前輪側および後輪側から出力させるために、車両状態に基づいて前輪駆動力および後輪駆動力が制御されるので、運転者が要求している駆動力を得るために、車両状態が適切に反映された4輪駆動が可能となる。

## 【0024】

【第3発明の他の態様】ここで、前輪および後輪は共通の原動機に作動的に連結されるとともに、その原動機から出力された駆動力の前輪および後輪への駆動力配分比は、駆動力配分クラッチによって変化させられるものである。このようにすれば、原動機を複数箇所に設けることが不要となる。

【0025】また、他の発明の要旨とするところは、前輪および後輪の一方を駆動する第1原動機と、他方の車輪を駆動する第2原動機と、その一方の車輪のスリップ率を一方の車輪の目標スリップ率領域内とするために一方の車輪の駆動力を低減させるトラクション制御手段とを備えた前後輪駆動車両の制御装置であって、(a) 前後輪間の実スリップ状態が前後輪間の目標スリップ状態となるように、前輪および後輪のトルク配分を制御するトルク配分フィードバック制御手段と、(b) 前記トラクション制御手段によるトラクション制御の実行中と非実行中とにおいて、前記トルク配分フィードバック制御手段によるフィードバック制御作動を変更するフィードバック制御作動変更手段とを、含むことにある。このようにすれば、トルク配分フィードバック制御手段により前後輪間の実スリップ状態が前後輪間の目標スリップ状態となるように前輪および後輪のトルク配分がフィードバック制御されるので、前後輪駆動車両の前後輪において適切なトルク配分とされる。また、フィードバック制御作動変更手段により、トラクション制御の実行中と非実行中との間において、前記トルク配分フィードバック制御手段によるフィードバック制御作動が変更されるので、トラクション制御の実行により第1原動機により駆動される車輪のスリップを小さくするためにその駆動力が抑制されても、第2原動機に対する制御操作量が確保されて車両の動力性能が得られる。

【0026】また、好適には、上記トルク配分フィードバック制御手段から出力されたトルク配分に基づいて第2原動機を作動させる第2原動機作動制御手段が設けられる。このようにすれば、第2原動機が作動させられることにより、実際のスリップ率を目標スリップ率とするための車両のトルク配分が達成される。

【0027】また、好適には、上記フィードバック制御作動変更手段は、前記トラクション制御の実行中におい

て、前記トルク配分フィードバック制御手段によるフィードバック制御の制御偏差値、または該制御偏差値を算出するための制御目標値および実際値の少なくとも一方を、第2原動機により駆動される他方の車輪のトルク分担率を上昇させるように変更するものである。このようにすれば、トルク配分フィードバック制御手段の制御偏差値、またはその制御偏差値を算出するための制御目標値および実際値の少なくとも一方が、第2原動機により駆動される他方の車輪のトルク分担率を上昇させるように変更されるので、トラクション制御手段によるトラクション制御の実行中においても、第2原動機に対する制御操作量が確保されて車両の動力性能が得られる。

【0028】また、好適には、上記フィードバック制御作動変更手段は、前記トラクション制御の実行中は、前記トルク配分フィードバック制御手段により用いられるフィードバック制御式のフィードバックゲインを、第2原動機により駆動される他方の車輪のトルク分担率を上昇させるように変更するものである。このようにすれば、トルク配分フィードバック制御手段のフィードバックゲイン目標が、第2原動機により駆動される他方の車輪のトルク分担率を上昇させるように変更されるので、トラクション制御手段によるトラクション制御の実行中においても、第2原動機に対する制御操作量が確保されて車両の動力性能が得られる。

【0029】また、好適には、上記フィードバック制御作動変更手段は、前記トラクション制御の実行中は、前記トルク配分フィードバック制御手段により用いられるフィードバック制御式から得られた制御出力値を、第2原動機により駆動される他方の車輪のトルク分担率を上昇させるように変更するものである。このようにすれば、フィードバック制御式から得られた制御出力値が第2原動機により駆動される他方の車輪のトルク分担率を上昇させるように変更されるので、トラクション制御手段によるトラクション制御の実行中においても、第2原動機に対する制御操作量が確保されて車両の動力性能が得られる。

【0030】また、好適には、上記トラクション制御は、たとえば圧雪路や凍結路のような低 $\mu$ 路の発進時において、第1原動機の出力および／または一方の車両の駆動力を低減するものである。このようにすれば、第1原動機の出力および／または一方の車輪の制動力が制御されるトラクション制御中において、前記トルク配分フィードバック制御手段によるフィードバック制御の作動が変更される。

【0031】また、他の発明の要旨とするところは、前輪を駆動するための第1電動機と、後輪を駆動するための第2電動機とを備えた前後輪駆動車両であって、前記第1電動機と前記第2電動機とにおいてそれらの熱定格の相互関係が特定の状態でとされていることにある。このようにすれば、第1電動機と第2電動機との熱定格の相

互関係が特定の状態でとされるため、前後輪駆動車両がその駆動力バランスを考慮したものとされることができ、走行安定性が保持されることができる。

【0032】好適には、上記第1電動機の熱定格が前記第2電動機の熱定格よりも高くされたものである。このようにすれば、後輪を駆動する第2電動機の熱定格が前輪を駆動する第1電動機の熱定格よりも低いため、後輪側の第2電動機の出力が先に制限されるが、後輪であるために比較的車両の安定性が保持される利点がある。

【0033】また、他の発明の要旨とするところは、前輪を駆動するための第1電動機と、後輪を駆動するための第2電動機とを備えた前後輪駆動車両の制御装置であって、その第2電動機の作動制限時において前記第1電動機の作動を増大させる第1電動機作動増大手段を有することにある。このようにすれば、後輪を駆動するための第2電動機の作動制限時において、前輪を駆動する第1電動機の作動が増大させられるため、比較的車両の安定性を保ちつつ、車両の全駆動力或いは回生制動力が確保される。たとえば、第2電動機の出力制限時においては車両の全駆動力を変化させないように第1電動機の出力が増大させられ、第2電動機の回生制限時においては車両の全回生制動力を変化させないように第1電動機の回生が増大させられることにより、車両の安定性が保持されるとともに、車両の全駆動力或いは回生制動力が確保される。

【0034】好適には、前記第1電動機の熱定格が前記第2電動機の熱定格よりも高くされたものである。このようにすれば、後輪を駆動する第2電動機の熱定格が前輪を駆動する第1電動機の熱定格よりも低いため、後輪側の第2電動機の出力が先に制限されるが、後輪であるために比較的車両の安定性が保持される利点がある。

【0035】また、他の発明の要旨とするところは、前輪を駆動するための第1電動機と、後輪を駆動するための第2電動機とを備えた前後輪駆動車両の制御装置であって、上記第1電動機の作動制限時において、前後輪の駆動力或いは制動力の分配比を予め定められた目標分配比とするために前記第2電動機の作動を低減する第2電動機出力低減手段を有することにある。このようにすれば、前輪を駆動するための第1電動機の作動制限時において、後輪を駆動する第2電動機の作動が低減されることにより、前後輪の駆動力分配比または制動力分配比が予め定められた目標分配比とされるため、車両の安定性が確保される。たとえば、第1電動機の出力制限時には後輪トルク分担比が維持されるようにまたはそれより前輪駆動側（FF側）となるように第2電動機の出力が低減させられ、また、第1電動機の回生制限時においても同様に第2電動機の回生が低減させられることにより、車両の安定性が保持されつつ、車両の全駆動力或いは回生制動力が確保される。

【0036】好適には、前記第1電動機の熱定格が前記

第2電動機の熱定格よりも高くされたものである。このようにすれば、後輪を駆動する第2電動機の熱定格が前輪を駆動する第1電動機の熱定格よりも低いため、後輪側の第2電動機の出力が先に制限されるが、後輪であるために比較的車両の安定性が保持される利点がある。

【0037】また、他の発明の要旨とするところは、発進時に道路勾配に対応して駆動輪に駆動力を付与する車両の駆動制御装置において、道路勾配に対応して駆動力を付与する場合に、後退車速が零より大きい所定車速以下となるようにその駆動力を設定することにある。このようにすれば、車両の発進時に道路勾配に対応して駆動力を付与する場合に、後退車速が零より大きい所定車速以下となるように車両の駆動力すなわち原動機が設定されることから、車両の坂路発進に際してはアクセルペダルの踏込前では所定車速以下で僅かに後退させられるので、車両のずり下がりが抑制されるとともに運転者が道路勾配を正確に知ることができる。このため、運転者は車両の発進に際して坂路勾配に応じて踏込を行うことができる。

【0038】また、他の発明の要旨とするところは、発進時に道路勾配に対応して駆動輪に駆動力を付与する車両の駆動制御装置において、停車中にブレーキペダルの非操作継続時間が所定値よりも長い場合には、道路勾配に対応した駆動力の付与を中止することにある。このようにすれば、車両の停車中にブレーキペダルの非操作継続時間が所定値よりも長い場合には、道路勾配に対応した駆動力の付与が中止されることから、前進意図のない状態ではずり下がりが許容されるので、運転者に道路勾配の程度を知らせることができる。

【0039】また、他の発明の要旨とするところは、発進時に道路勾配に対応して駆動輪に駆動力を付与する車両の駆動制御装置において、道路勾配に対応した駆動力の付与を実行開始時には速やかに駆動力を上昇させ、道路勾配に対応した駆動力の付与の中止時或いは終了時には緩やかに駆動力を減少させることにある。このようにすれば、発進時に道路勾配に対応して駆動輪に駆動力を付与する時には速やかに駆動力が上昇させられ、道路勾配に対応した駆動力の付与の中止時には緩やかに駆動力が減少させられることから、登坂路発進時でのずり下がり  
40の抑制が速やかに行われるとともに、違和感なく駆動力の付与が中止される。

【0040】また、他の発明の要旨とするところは、前輪および後輪の一方を第1原動機で駆動可能とし、他方を第2原動機により駆動可能とした4輪駆動車の制御装置において、運転者の出力操作手段の操作程度と車速とに基づき目標駆動力を求め、その目標駆動力に基づいて前輪側および後輪側から出力すべき駆動力を、車両発進時に  
50において道路勾配に基づいて制御するようにしたことにある。このようにすれば、運転者の出力操作手段の操作程度と車速とに基づいて目標駆動力が求められ、その

目標駆動力に基づいて前輪側および後輪側から出力すべき駆動力が車両発進時において道路勾配に基づいて制御されることから、運転者の要求に合った目標駆動力が適切に求められ、勾配発進走行時にそれに合った前後輪の駆動力配分となる。

【0041】好適には、上記発明の車両の駆動制御装置は、所定の道路勾配の範囲内において後退車速が所定車速以下となるように道路勾配に対応して車両の駆動力を設定するものである。このようにすれば、道路勾配が所定の道路勾配を越える場合には、後退車速が所定車速以下となるように設定される車両の駆動力がそれ以上増加させられなくなるので、運転者が道路勾配を一層正確に知ることができる。

【0042】また、好適には、前記所定車速は数キロメートルである。たとえば1乃至3 km/hの車速である。このようにすれば、登坂路のずり下がりが好適な値に抑制される。

【0043】また、好適には、上記各発明において、運転者の要求する要求駆動力が零でない所定値以上であるときには、道路勾配に対応した駆動力の付与が中止されるものである。このようにすれば、要求駆動力が零から所定値までの範囲内であるときには、道路勾配が大きくなるのに対応して大きくなる駆動力が付与され、車両の後退（ずり落ち）が好適に防止される。

【0044】

【発明の好適な実施の形態】以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。

【0045】図1は、本発明の一実施例の駆動制御装置が適用された4輪駆動車両すなわち前後輪駆動車両の動力伝達装置の構成を説明する骨子図である。この前後輪駆動車両は、前輪系を第1原動機を備えた第1駆動装置すなわち主駆動装置10にて駆動し、後輪系を第2原動機を備えた第2駆動装置すなわち副駆動装置12にて駆動する形式の車両である。

【0046】上記主駆動装置10は、空気および燃料の混合気が燃焼させられることにより作動させられる内燃機関であるエンジン14と、電気モータおよび発電機として選択的に機能するモータジェネレータ（以下、MGという）16と、ダブルピニオン型の遊星歯車装置18と、変速比が連続的に変化させられる無段変速機20とを同心に備えている。上記エンジン14は第1原動機すなわち主原動機として機能し、MG16も車両の駆動源である原動機として機能している。上記エンジン14は、その吸気配管の吸入空気量を制御するスロットル弁の開度 $\theta_{TH}$ を変化させるためにそのスロットル弁を駆動するスロットルアクチュエータ21を備えている。

【0047】上記遊星歯車装置18は、機械的に力を合成し或いは分配する合成分配機構であって、共通の軸心まわりに独立して回転可能に設けられた3つの回転要素、すなわち上記エンジン14にダンパ装置22を介し

て連結されたサンギヤ 24 と、第 1 クラッチ C 1 を介して無段変速機 20 の入力軸 26 に連結され且つ上記 MG 16 の出力軸が連結されたキャリヤ 28 と、第 2 クラッチ C 2 を介して無段変速機 20 の入力軸 26 に連結され且つブレーキ B 1 を介して非回転部材たとえばハウジング 30 に連結されるリングギヤ 32 とを備えている。上記キャリヤ 28 は、サンギヤ 24 およびリングギヤ 32 とかみ合い且つ相互にかみ合う 1 対のピニオン（遊星歯車）34 および 36 を、それらの自転可能に支持している。上記第 1 クラッチ C 1、第 2 クラッチ C 2、ブレーキ B 1 は、いずれも互いに重ねられた複数枚の摩擦板が油圧アクチュエータによって押圧されることにより係合させられたり、その押圧解除により解放されたりする油圧式摩擦係合装置である。

【0048】上記遊星歯車装置 18 とそのキャリヤ 28 に連結された MG 16 は、エンジン 14 の作動状態すなわちサンギヤ 24 の回転状態において MG 16 の発電量を制御することすなわち MG 16 の回転駆動トルクである反力が逐次大きくなるようにキャリヤ 28 に発生させられることにより、リングギヤ 32 の回転数を滑らかに増加させて車両の滑らかな発進加速を可能とする電気トルコン（ETC）装置を構成している。このとき、遊星歯車装置 18 のギヤ比  $\rho$ （サンギヤ 24 の歯数／リングギヤ 32 の歯数）がたとえば一般的な値である 0.5 とすると、リングギヤ 32 のトルク：キャリヤ 28 のトルク：サンギヤ 24 のトルク  $= 1/\rho : (1-\rho)/\rho : 1$  の関係から、エンジン 14 のトルクが  $1/\rho$  倍たとえば 2 倍に増幅されて無段変速機 20 へ伝達されるので、トルク増幅モードと称される。

【0049】また、上記無段変速機 20 は、入力軸 26 および出力軸 38 にそれぞれ設けられた有効径が可変の 1 対の可変プーリ 40 および 42 と、それら 1 対の可変プーリ 40 および 42 に巻き掛けられた無端環状の伝動ベルト 44 とを備えている。それら 1 対の可変プーリ 40 および 42 は、入力軸 26 および出力軸 38 にそれぞれ固定された固定回転体 46 および 48 と、その固定回転体 46 および 48 との間に V 溝を形成するように入力軸 26 および出力軸 38 に対して軸心方向に移動可能且つ軸心まわりに相対回転不能に取付られた可動回転体 50 および 52 と、それら可動回転体 50 および 52 に推力を付与して可変プーリ 40 および 42 の掛かり径すなわち有効径を変化させることにより変速比  $\gamma$ （＝入力軸回転速度／出力軸回転速度）を変更する 1 対の油圧シリンダ 54 および 56 とを備えている。

【0050】上記無段変速機 20 の出力軸 38 から出力されたトルクは、減速装置 58、差動歯車装置 60、および 1 対の車軸 62、64 を介して 1 対の前輪 66、68 へ伝達されるようになっている。なお、本実施例では、前輪 66、68 の舵角を変更する操舵装置が省略されている。

【0051】前記副駆動装置 12 は、第 2 原動機すなわち副原動機として機能するリヤモータジェネレータ（以下、RMG という）70 を備え、その RMG 70 から出力されたトルクは、減速装置 72、差動歯車装置 74、および 1 対の車軸 76、78 を介して 1 対の後輪 80、82 へ伝達されるようになっている。

【0052】図 2 は、前記主駆動装置 10 の遊星歯車装置 18 を種々の作動モードに切り換えるための油圧制御回路の構成を簡単に示す図である。運転者により P、R、N、D、B の各レンジ位置へ操作されるシフトレバー 90 に機械的に連結されたマニュアル弁 92 は、シャトル弁 93 を利用しつつ、シフトレバー 90 の操作にตอบสนองして、Dレンジ、Bレンジ、Rレンジにおいて第 1 クラッチ C 1 の係合圧を調圧する第 1 調圧弁 94 へ図示しないオイルポンプから出力された元圧を供給し、Dレンジ、Bレンジにおいてクラッチ C 2 の係合圧を調圧する第 2 調圧弁 95 へ元圧を供給し、Nレンジ、Pレンジ、Rレンジにおいてブレーキ B 1 の係合圧を調圧する第 3 調圧弁 96 へ元圧を供給する。上記第 2 調圧弁 95、第 3 調圧弁 96 は、ハイブリッド制御装置 104 によって駆動されるリニヤソレイド弁 97 からの出力信号に従って第 2 クラッチ C 2 およびブレーキ B 1 の係合圧を制御し、第 1 調圧弁 94 は、ハイブリッド制御装置 104 によってデューティ駆動される三方弁である電磁開閉弁 98 からの出力信号に従って第 1 クラッチ C 1 の係合圧を制御する。

【0053】図 3 は、本実施例の前後輪駆動車両に設けられた制御装置の構成を説明する図である。エンジン制御装置 100、変速制御装置 102、ハイブリッド制御装置 104、蓄電制御装置 106、ブレーキ制御装置 108 は、CPU、RAM、ROM、入出力インターフェースを備えた所謂マイクロコンピュータであって、CPU は RAM の一時記憶機能を利用しつつ予め ROM に記憶されたプログラムに従って入力信号を処理し、種々の制御を実行する。また、上記の制御装置は、相互に通信可能に接続されており、所定の制御装置から必要な信号が要求されると、他の制御装置からその所定の制御装置へ適宜送信されるようになっている。

【0054】エンジン制御装置 100 は、エンジン 14 のエンジン制御を実行する。例えば、燃料噴射量制御のために図示しない燃料噴射弁を制御し、点火時期制御のために図示しないイグナイタを制御し、トラクション制御ではスリップ中の前輪 66、68 が路面をグリップするようにエンジン 14 の出力を一時的に低下させるためにスロットルアクチュエータ 21 を制御する。

【0055】上記変速制御装置 102 は、たとえば、無段変速機 20 の伝動ベルト 44 の張力が必要かつ十分な値となるように予め設定された関係から、実際の変速比  $\gamma$  および伝達トルクすなわちエンジン 14 および MG 16 の出力トルクに基づいて、ベルト張力圧を調圧する調

圧弁を制御し、伝動ベルト44の張力を最適な値とする  
とともに、エンジン14が最小燃費率曲線或いは最適曲  
線に沿って作動するように予め記憶された関係から、実  
際の車速Vおよびエンジン負荷たとえばスロットル開度  
 $\theta$ として表現されるスロットル弁開度 $\theta_{TH}$ 或いはアクセ  
ルペダル操作量ACCに基づいて目標変速比 $\gamma_m$ を決定  
し、実際の変速比 $\gamma$ がその目標変速比 $\gamma_m$ と一致するよ  
うに無段変速機20の変速比 $\gamma$ を制御する。

【0056】また、上記エンジン制御装置100および  
変速制御装置102は、たとえば図4に示す最良燃費運  
転線に沿ってエンジン14の作動点すなわち運転点が移  
動するように、たとえば上記スロットルアクチュエータ  
21や燃料噴射量を制御するとともに無段変速機20の  
変速比 $\gamma$ を変更する。また、ハイブリッド制御装置10  
4からの指令に応じて、上記エンジン14の出力トルク  
TEまたは回転数NEを変更するために上記スロットル  
アクチュエータ21や変速比 $\gamma$ を変更し、エンジン14  
の運転点を移動させる。

【0057】上記ハイブリッド制御装置104は、電池  
などから成る蓄電装置112からMG16に供給される  
駆動電流或いはそのMG16から蓄電装置112へ出力  
される発電電流を制御するインバータ114を制御する  
ためのMG制御装置116と、蓄電装置112からRM  
G70に供給される駆動電流或いはそのRMG70から  
蓄電装置112へ出力される発電電流を制御するインバ  
ータ118を制御するためのRMG制御装置120とを含  
み、シフトレバー90の操作位置PSH、スロットル  
(アクセル)開度 $\theta$ (アクセルペダル122の操作量A  
CC)、車速V、蓄電装置112の蓄電率SOCに基づい  
て、たとえば図5に示す複数の運転モードのうちからい  
ずれか1つの選択を行うとともに、スロットル開度 $\theta$ 、  
ブレーキペダル124の操作量BFに基づいて、MG1  
6或いはRMG70の発電に必要なトルクにより制動力  
を発生させるトルク回生制動モード、或いはエンジン1  
4の回転抵抗トルクにより制動力を発生させるエンジン  
ブレーキモードを選択する。

【0058】シフトレバー90がBレンジ或いはDレン  
ジへ操作された場合、たとえば比較的低負荷の発進或い  
は定速走行ではモータ走行モードが選択され、第1クラ  
ッチC1に係合させられ且つ第2クラッチC2およびブ  
レーキB1が共に解放されることにより、専らMG16  
により車両が駆動される。なお、このモータ走行モード  
において、蓄電装置112の蓄電率SOCが予め設定さ  
れた下限値を下回った不足状態となった場合や、駆動力  
をさらに必要とするためにエンジン14を始動させる場  
合には、後述のETCモード或いは直結モードへ切り換  
えられて、それまでの走行を維持しながらMG16或い  
はRMG70が駆動され、そのMG16或いはRMG7  
0により蓄電装置112が充電される。

【0059】また、比較的中負荷走行または高負荷走行

では直結モードが選択され、第1クラッチC1および第  
2クラッチC2が共に係合させられ且つブレーキB1が  
解放されることにより遊星歯車装置18が一体的に回転  
させられ、専らエンジン14によりまたはそのエンジン  
14およびMG16により車両が駆動されたり、或いは  
専らエンジン14により車両が駆動されると同時にMG  
16により蓄電装置112の充電が行われる。この直結  
モードでは、サンギヤ24の回転数即ちエンジン回転数  
NE (rpm) とキャリヤ部材28の回転数すなわちMG  
16の回転数NMG (rpm) とリングギヤ32の回転数即  
ち無段変速機20の入力軸26の回転速度NIN (rpm)  
とは同じ値であるから、二次元平面内において3本の回  
転数軸(縦軸)すなわちサンギヤ回転数軸S、リングギ  
ヤ回転数軸R、およびキャリヤ回転数軸Cと変速比軸  
(横軸)とから描かれる図6の共線図では、たとえば1  
点鎖線に示されるものとなる。なお、図6において、上  
記サンギヤ回転数軸Sとキャリヤ回転数軸Cとの間隔は  
1に対応し、リングギヤ回転数Rとキャリヤ回転数軸C  
との間隔はダブルピニオン型遊星歯車装置18のギヤ比  
 $\rho$ に対応している。

【0060】また、たとえば発進加速走行では、ETC  
モードすなわちトルク増幅モードが選択され、第2クラ  
ッチC2に係合させられ且つ第1クラッチC1およびブ  
レーキB1が共に解放された状態でMG16の発電量  
(回生量)すなわちそのMG16の反力(MG16を回  
転させる駆動トルク)が徐々に増加させられることによ  
り、エンジン14が所定の回転数に維持された状態で車  
両が滑らかに零発進させられる。このようにエンジン1  
4によって車両およびMG16が駆動される場合には、  
エンジン14のトルクが $1/\rho$ 倍たとえば $\rho=0.5$ と  
すると2倍に増幅されて無段変速機20へ伝達される。  
すなわち、MG16の回転数NMGが図6のA点(負の回  
転速度すなわち発電状態)である場合には、無段変速機  
20の入力軸回転数NINは零であるため車両は停止して  
いるが、図6の破線に示すように、そのMG16の発電  
量が増加させられてその回転数NMGがその正側のB点へ  
変化させられることとともなって無段変速機20の入力  
軸回転数NINが増加させられて、車両が発進させられる  
のである。

【0061】シフトレバー90がNレンジ或いはPレン  
ジへ操作された場合、基本的にはニュートラルモード1  
または2が選択され、第1クラッチC1、第2クラッチ  
C2、およびブレーキB1が共に解放され、遊星歯車装  
置18において動力伝達経路が解放される。この状態に  
おいて、蓄電装置112の蓄電率SOCが予め設定され  
た下限値を下回った不足状態となった場合などにおいて  
は、充電・エンジン始動モードとされ、ブレーキB1が  
係合させられた状態で、MG16によりエンジン14が  
始動させられる。シフトレバー90がRレンジへ操作さ  
れた場合、たとえば軽負荷後進走行ではモータ走行モー

ドが選択され、第1クラッチC1が係合させられるとともに第2クラッチC2およびブレーキB1が共に解放されることにより、専らMG16により車両が後進走行させられる。しかし、たとえば中負荷或いは高負荷後進走行ではフリクション走行モードが選択され、第1クラッチC1が係合させられ且つ第2クラッチC2が解放されるとともに、ブレーキB1がスリップ係合させられる。これにより、車両を後進させる駆動力としてMG16の出力トルクにエンジン14の出力トルクが加えられる。

【0062】また、前記ハイブリッド制御装置104は、前輪66、68の駆動力に従った車両の発進時或いは急加速時において、車両の駆動力を一時的に高めるために、所定の駆動力配分比に従ってRMG70を作動させ、後輪80、82からも駆動力を発生させる高μ路アシスト制御や、凍結路、圧雪路のような低摩擦係数路

(低μ路)における発進走行時において、車両の発進能力を高めるために、RMG70により後輪80、82を駆動すると同時に、たとえば無段変速機20の変速比γを低くさせて前輪66、68の駆動力を低下させる低μ路アシスト制御を実行する。

【0063】蓄電制御装置106は、電池、コンデンサなどの蓄電装置112の蓄電量SOCが予め設定された下限値SOC<sub>D</sub>を下回った場合には、MG16或いはRMG70により発電された電気エネルギーで蓄電装置112を充電あるいは蓄電するが、蓄電量SOCが予め設定された上限値SOC<sub>U</sub>を上まわった場合には、そのMG16或いはRMG70からの電気エネルギーで充電することを禁止する。また、上記蓄電に際して、蓄電装置112の温度TBの関数である電力或いは電気エネルギーの受入制限値WINと持出制限値WOUTとの間の範囲を、実際の電力見込み値P<sub>b</sub>〔＝発電電力P<sub>MG</sub>＋消費電力P<sub>RMG</sub>(負)〕が越えた場合には、その受入れ或いは持ち出しを禁止する。

【0064】ブレーキ制御装置108は、たとえばTRC制御、ABS制御、VSC制御などを実行し、低μ路などにおける発進走行時、制動時、旋回時の車両の安定性を高めたり或いは牽引力を高めるために、油圧ブレーキ制御回路を介して各車輪66、68、80、82に設けられたホイールブレーキ66WB、68WB、80WB、82WBを制御する。たとえば、TRC制御では各車輪に設けられた車輪回転(車輪速)センサからの信号に基づいて、車輪車速(車輪回転速度に基づいて換算される車体速度)たとえば右前輪車輪車速VFR、左前輪車輪車速VFL、右後輪車輪車速VRR、左後輪車輪車速VRL、前輪車速〔＝(VFR＋VFL)／2〕、後輪車速〔＝(VRR＋VRL)／2〕、および車体車速(VFR、VFL、VRR、VRLのうちの最も遅い速度)を算出する一方で、たとえば主駆動輪である前輪車速と非駆動輪である後輪車速との差であるスリップ速度ΔVが予め設定された制御開始判断基準値ΔV1を越えると、前輪にスリップ判定をし、且

つスリップ率RS〔＝(ΔV／VF)×100%〕が予め設定された目標スリップ率RS<sub>i</sub>内に入るようにスロットルアクチュエータ21、ホイールブレーキ66WB、68WBなどを用いて前輪66、68の駆動力を低下させる。また、ABS制御では、制動操作時において、各車輪のスリップ率が所定の目標スリップ範囲内になるようにホイールブレーキ66WB、68WB、80WB、82WBを用いて前輪66、68、後輪80、82の制動力を維持し、車両の方向安定性を高める。また、VSC制御では、車両の旋回走行時において、図示しない舵角センサからの舵角、ヨーレートセンサからのヨーレート、2軸Gセンサからの前後加速度および左右(横)加速度などに基づいて車両のオーバーステア傾向或いはアンダーステア傾向を判定し、そのオーバーステア或いはアンダーステアを抑制するように、ホイールブレーキ66WB、68WB、80WB、82WBのいずれか、およびスロットルアクチュエータ21を制御する。

【0065】図7は、上記ハイブリッド制御装置104などの制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。図7において、出力トルク領域記憶手段130は、たとえばハイブリッド制御装置104のRAM内に設けられたものであり、RMG70の出力トルクを制限するための特性を表す複数種類の出力トルク領域が記憶されている。この複数種類の出力トルク領域には、本実施例では図8に示されるように、RMG70の回転速度NRMGを表す回転速度軸132とRMG70の出力トルクTRMGを表す出力トルク軸134との二次元座標内に設定された複数種類の領域であって、A1線により示される最大トルク値がA2線よりも相対的に高い第1出力トルク領域すなわちA1線の内側の領域と、トルク値が低いA2線により示される最大トルク値がA1線よりも相対的に低い第2出力トルク領域すなわちA2線の内側の領域とが含まれる。上記第1出力トルク領域は、たとえばRMG70の最大定格(5分定格のような短時間定格)を表すものであり、上記第2出力トルク領域はたとえば30分定格のような長時間定格を表すものである。

【0066】車両運転状態判定手段136は、シフトレバー90の位置、アクセル開度θ、車速Vなどに基づいて車両の発進走行であるか否かを判定する車両発進判定手段138と、右前輪車輪車速VFR、左前輪車輪車速VFL、右後輪車輪車速VRR、左後輪車輪車速VRLに基づいて車輪特に主駆動輪である前輪66、68のスリップの発生を判定する車輪スリップ判定手段140と、舵角およびヨーレートなどに基づいて車両の旋回走行におけるアンダーステアを判定するアンダーステア判定手段142と、舵角が所定値よりも大きいことなどに基づいて車両の旋回走行を判定する旋回走行判定手段144と、アクセル開度変化率dθ／dtすなわちアクセルペダル122の操作速度が所定値以上であることに基づいて車両の加速操作を判定する加速操作判定手段146と、アク

セル開度 $\theta$ が所定値以上であることに基づいて車両の高負荷走行を判定する高負荷走行判定手段148と、アクセル開度 $\theta$ および車速Vに基づいて車両の減速走行（非制動）を判定する減速走行判定手段150とを備え、車両の運転（走行）状態、すなわち、車両の発進走行、車輪のスリップ、アンダーステア、旋回走行、加速操作、高負荷走行、減速走行のいずれかを判定する。

【0067】出力トルク領域選択手段152は、車両の運転状態たとえば車両発進、車輪スリップ、又はアンダーステアの有無に基づいて、上記出力トルク領域記憶手段130に予め記憶された複数種類の出力トルク領域から1つの出力トルク領域を選択する。出力トルク領域選択手段152は、車両の発進状態、エンジン14により駆動される前輪66、68のスリップ状態、或いはアンダーステア状態では、そのような車両状態ではない場合に比較して、最大トルク値が高い出力トルク領域を選択する。すなわち、車両運転状態判定手段136により、車両発進、車輪スリップ、アンダーステアのいずれかが判定された場合には、第1出力トルク領域が選択され、旋回走行、加速操作、高負荷走行、減速走行のいずれかが判定された場合には、第2出力トルク領域が選択される。すなわち、4輪駆動を行うRMG70の出力トルクの程度を運転状態に応じて切り換えるために、出力トルク領域が選択される。

【0068】第2原動機作動制御手段154は、上記出力トルク領域選択手段152により車両の運転状態に基づいて選択された1つの出力トルク領域に基づいて、RMG70を作動させる。第2原動機作動制御手段154は、基本的には、前後輪の静的荷重分配比或いは動的荷重分配比に対応した大きさの駆動力分配比で後輪80、82から駆動力を発生させるように、選択された出力トルク領域内でRMG70を作動させる。すなわち、選択された出力トルク領域から外れないように、換言すれば選択された出力トルク領域の最大トルク値を越えないようにRMG70を作動させるのである。第2原動機作動制御手段154は、車両発進、車輪スリップ、アンダーステアのいずれかの車両状態である場合には、4輪駆動効果を高く得るために、出力トルク領域選択手段152により選択された第1出力トルク領域に基づいてRMG70を作動させ、旋回走行、加速操作、高負荷走行、減速走行のいずれかの車両状態である場合には、4輪駆動効果を長く得るために、出力トルク領域選択手段152により選択された第2出力トルク領域に基づいてRMG70を作動させる。

【0069】また、上記第2原動機作動制御手段154は、車両運転状態判定手段136により、車両の発進走行、前輪66、68のスリップ、アンダーステア、旋回走行、加速操作、高負荷走行のいずれも判定されない場合には、4輪駆動の不要と判定し、判定のばたつきを防止するために、予め設定された遅れ時間後にRMG70

の作動を休止させる。。

【0070】また、上記第2原動機作動制御手段154は、出力トルク領域選択手段152により選択された出力トルク領域がそれまでのものの最大トルク値よりも低い最大トルク値の出力トルク領域である場合すなわち第1出力トルク領域に代えて第2出力トルク領域が選択された場合は、出力トルク領域がそれまでのものの最大トルク値よりも高い最大トルク値の出力トルク領域が選択された場合すなわち第2出力トルク領域に代えて第1出力トルク領域が選択された場合に比較して、緩やかにRMG70の出力トルクを低下させ、後輪80、82の駆動力の急減を防止する。

【0071】ABS制御判定手段158は、前記ブレーキ制御装置108によるABS制御の実行中、すなわち前記車輪速センサからの信号を利用して車両の制動操作時において車輪のスリップ率が予め設定されたスリップ率範囲内となるように各車輪の制動力を制御する制御の実行中であるか否かを判定する。VSC制御判定手段160は、前記ブレーキ制御装置108によるVSC制御の実行中、すなわち車両の旋回中においてステアリングホイールの舵角から車体方向が外れないように左右の車輪の制動力或いは車輪の駆動力を制御してアンダーステア或いはオーバーステアを防止する制御の実行中であるか否かを判定する。車輪速センサ異常判定手段164は、上記車輪速センサの異常を、右前輪車輪車速VFR、左前輪車輪車速VFL、右後輪車輪車速VRR、左後輪車輪車速VRLの相対値に基づいて判定する。低温状態判定手段162は、図示しない温度センサにより検出された外気温度が予め設定された判断基準値を下回った低温状態たとえば路面凍結が発生し得る温度状態となったか否かを判定する。舵角センサ異常判定手段166は、VSC制御に用いるステアリングホイールの舵角を検出するための舵角センサの異常を判定する。ヨーレートセンサ異常判定手段168は、VSC制御に用いるヨーレートを検出するためのヨーレートセンサの異常を判定する。

【0072】第2原動機作動制御手段154は、車輪速センサ異常判定手段164により車輪速センサの異常が判定された時、ABS制御判定手段158によるABS制御の作動判定時或いはVSC制御判定手段160によるVSC制御の作動判定時には、たとえ4輪駆動の作動条件が成立して実行している状態であってもRMG70の作動を休止させる。また、第2原動機作動制御手段154は、低温状態判定手段162によって低温状態であると判定された場合には、RMG70を優先的に作動させて4輪駆動状態とする。さらに、上記第2原動機作動制御手段154は、舵角センサ異常判定手段166により舵角センサの異常が判定される場合、または、ヨーレートセンサ異常判定手段168によりヨーレートセンサの異常が判定された場合は、たとえアンダーステア判定手段142によりアンダーステアが判定されたとしても

RMG70を作動させず、4輪駆動を開始しない。

【0073】図9および図10は、ハイブリッド制御装置104などの制御作動の要部を説明するフローチャートであって、図9は4輪駆動を行うRMG70の出力トルク領域を切り換えるための出力トルク領域切換ルーチンを示し、図10は、異常時或いは制御干渉時において4輪駆動を中止或いは禁止する4輪駆動中止ルーチンを示している。

【0074】図9の出力トルク領域切換および後輪切換制御ルーチンでは、前記低温状態判定手段162に対応するSA1において、外気温度が路面摩擦係数変化を生じ得るような低温状態であるか否かが判断される。このSA1の判断が肯定される場合は、SA16において4WD不要カウンタがリセットされるとともに、前記出力トルク領域選択手段152に対応するSA17において、RMG70の出力トルク領域として最大トルク値がA1線により示された第1出力トルク領域が選択される。次いで、前記第2原動機作動制御手段154に対応するSA18において、4輪駆動を実行するためにRMG70が第1出力トルク領域内において作動させられる。

【0075】前記SA1の判断が否定される場合は、前記車両発進判定手段138に対応するSA2において、車両の発進状態であるか否かが、シフトレバー90の位置、スロットル開度 $\theta$ 、車速Vなどに基づいて判断される。このSA2の判断が肯定される場合は、SA16以下が実行されて4輪駆動を実行するためにRMG70が第1出力トルク領域内において作動させられる。しかし、上記SA2の判断が否定される場合は、前記車輪スリップ判定手段140に対応するSA3において、エンジン14により駆動される主駆動輪である前輪66、68のスリップが発生したか否かが判断される。このSA3の判断が肯定される場合は、SA14において、前輪66、68のスリップ率が所定値よりも大きいかが判断される。この所定値は、出力トルク領域の切り換えに対応するスリップの程度を判断するためのものである。このSA14の判断が肯定される場合は、SA16以下が実行されて4輪駆動を実行するためにRMG70が第1出力トルク領域内において作動させられるが、SA14の判断が否定される場合は、SA19において4WD不要カウンタがリセットされ、SA20において現在のRMG70の使用点すなわち図8の二次元図表内に表される作動点がA2線以上であるか否かが判断される。このSA20の判断が否定される場合はSA21において第2出力トルク領域が選択されるが、肯定される場合はSA22において、RMG70の出力トルクを徐々に減少させるために第1出力トルク領域から第2出力トルク領域へすなわちA1線からA2線へ徐々に変化させられる。本実施例では、上記SA20乃至SA22も前記出力トルク領域選択手段152に対応している。

【0076】SA3の判断が否定される場合は、前記アンダステア判定手段142に対応するSA4において、アンダステアが発生しているか否かが舵角、前後左右の2軸加速度、ヨーレートなどに基づいて判断される。このSA4の判断が肯定される場合は、SA15において、アンダステアが所定値以上の大きさであるか否かが判断される。この所定値は出力トルク領域の切り換えに対応するアンダステアの程度を判断するためのものである。このSA15の判断が肯定される場合は前記SA16以下が実行され、4輪駆動を実行するためにRMG70が第1出力トルク領域内において作動させられる。しかし、SA15の判断が否定される場合は、上記SA19以下が実行され、4輪駆動を実行するためにRMG70が第2出力トルク領域内において作動させられる。

【0077】SA4の判断が否定される場合は、前記旋回走行判定手段144に対応するSA5において、ステアリングホイールの舵角が所定値よりも大きいかが判断される。この所定値は4輪駆動を必要とする程の舵角を判断するための値である。上記SA5の判断が否定される場合は、前記加速操作判定手段146に対応するSA6において、アクセル要求駆動力すなわちスロットル開度の変化率 $d\theta/dt$ が所定値よりも大きいかが判断される。この所定値も4輪駆動を必要とする程のスロットル開度変化率を判断するための値である。このSA6の判断が否定される場合は、前記高負荷走行判定手段148に対応するSA7において、スロットル開度 $\theta$ が所定値よりも大きいかが判断される。この所定値も4輪駆動を必要とする程のスロットル開度 $\theta$ を判断するための値である。このSA7の判断が否定される場合は、前記減速走行判定手段150に対応するSA8において、車両の減速走行すなわちブレーキ操作しない非加速走行であるか否かが、シフトレバー90の操作位置、スロットル開度 $\theta$ 、車速Vなどに基づいて判断される。

【0078】上記SA5乃至SA8の判断のいずれかが肯定された場合は、前記SA19以下が実行されることにより、4輪駆動を実行するためにRMG70が第2出力トルク領域内において作動させられる。しかし、SA1乃至SA8の判断がいずれも否定された場合、すなわち低温状態でなく、車両の発進中ではなく、前輪66、68のスリップおよびアンダステアが発生せず、旋回走行中ではなく、加速要求操作がなく、高負荷走行ではなく、減速走行でもない場合は、SA9において4WDカウンタがインクリメントされた後、SA10において、その4WDカウンタの内容が数秒程度の所定値以上となったか否かが判断される。この4WDカウンタは、上記SA8の判断が否定されてからの経過時間を計数するためのものであり、その所定値が、4輪駆動状態から2輪(F F)駆動状態へ切り換える際のばたつきを防止するために設定された遅れ時間に対応している。

【0079】当初は上記SA10の判断が否定されることから、SA20以下が実行される。このとき、第1出力トルク領域が選択されしかもRMG70の作動点がA2線以上の位置である場合は、第1出力トルク領域から第2出力トルク領域へ徐々に変更され、第1出力トルク領域が選択され且つRMG70の作動点がA2線より下である場合は、第1出力トルク領域から第2出力トルク領域へ直ちに切り換えられ、第2出力トルク領域が選択されている場合はそれが維持される。

【0080】以上のステップが繰り返し実行されるうちに4WDカウンタの内容が所定値以上となってSA10の判断が肯定されると、SA11において、車両の現在の駆動状態が2輪（FF）駆動状態であるか否かが判断される。このSA11の判断が否定される場合は、前記第2原動機作動制御手段154に対応するSA12において、RMG70の駆動力が零に向かって緩やかに低下させられることにより4輪駆動状態から2輪（FF）駆動状態へ徐々に変化させられる。しかし、SA11の判断が肯定される場合は、2輪（FF）駆動状態が維持される。

【0081】図10の4輪駆動中止制御ルーチンでは、前記車輪速センサ異常判定手段164に対応するSB1において、各車輪毎に設けられた車輪速センサのいずれかが異常であるか否かが判断される。このSB1の判断が否定される場合は、前記ABS制御判定手段158に対応するSB2においてABS制御中が判定されているか否かが判断される。このSB2の判断が否定される場合は、前記VSC制御判定手段160に対応するSB3においてVSC制御中が判定されているか否かが判断される。上記SB1乃至SB3の判断のいずれかが肯定される場合は、前記第2原動機作動制御手段154に対応するSB4において、4輪駆動作動すなわちRMG70の作動が中止或いは禁止される。

【0082】しかし、上記SB1乃至SB3の判断がいずれも否定される場合は、前記舵角センサ異常判定手段166に対応するSB5において舵角センサが異常であるか否かが判断され、このSB5の判断が否定される場合は、前記ヨーレートセンサ異常判定手段168に対応するSB6においてヨーレートセンサが異常であるか否かが判断される。上記SB5およびSB6の判断のいずれかが肯定される場合は、前記第2原動機作動制御手段154に対応するSB7において、4輪駆動作動すなわちRMG70の作動が中止或いは禁止される。しかし、上記SB5およびSB6の判断のいずれもが否定される場合は本ルーチンが終了させられる。

【0083】上述のように、本実施例によれば、第2原動機作動制御手段154（SA18）によって、出力トルク領域選択手段152（SA17、SA21、SA22）により記憶された複数種類の出力トルク領域から車両の運転状態に基づいて選択された1つの出力トルク領

域に基づいてRMG70が作動させられることから、車両の運転状態に応じた必要かつ十分な出力トルク範囲でRMG70が作動させられるので、所定の走行条件下におけるRMG70の使用が制限されることが少なくなり、4輪駆動としての車両の走行性能が可及的に得られる。

【0084】また、本実施例によれば、出力トルク領域記憶手段130に記憶された複数種類の出力トルク領域は、RMG70の回転速度NRMGを表す回転速度軸132とそのRMG70の出力トルクTRMGを表す出力トルク軸134との二次元座標内に設定された複数種類の領域であって、図8に示すような、最大トルク値が相対的に高い第1出力トルク領域と、最大トルク値が相対的に低い第2出力トルク領域とを含むものであることから、4輪駆動の必要度合いにより、最大トルク値が相対的に高い第1出力トルク領域と最大トルク値が相対的に低い第2出力トルク領域とから車両の運転状態或いは走行状態に応じて必要かつ十分な出力トルク領域が選択されることができるので、最大トルク値が高い第1出力トルク領域での常時作動が防止され、RMG70の作動が確保される。

【0085】また、本実施例によれば、第2原動機作動制御手段154（SA18）は、出力トルク領域選択手段152（SA17、SA21、SA22）により選択された出力トルク領域がそれまでのものの最大トルク値よりも低い最大トルク値の出力トルク領域である場合すなわち第1出力トルク領域に代えて第2出力トルク領域が選択された場合は、その出力トルク領域選択手段152により選択された出力トルク領域がそれまでのものの最大トルク値よりも高い最大トルク値の出力トルク領域である場合すなわち第2出力トルク領域に代えて第1出力トルク領域が選択された場合に比較して、緩やかにRMG70の出力トルクを低下させることから、第1出力トルク領域に代えて第2出力トルク領域が選択された場合のMG70により駆動される後輪80、82の駆動力の急減が防止され、車両挙動の安定性が高められる。

【0086】また、本実施例によれば、第2原動機作動制御手段154（SA12）は、4輪駆動状態からRMG70を作動させない2輪駆動状態へ切り換える場合には、RMG70の出力トルクを零に向かって緩やかに或いは徐々に低下させることから、4輪駆動状態から2輪駆動状態への切り換え時における後輪80、82の駆動力の急減が防止され、車両挙動の安定性が高められる。

【0087】また、本実施例によれば、出力トルク領域選択手段152（SA17、SA21、SA22）は、車両の発進状態、エンジン14により駆動される前輪66、68のスリップが大きい状態、或いはアンダーステアが大きい状態では、そのような車両状態ではない場合に比較して、最大トルク値が高い第1出力トルク領域を選択するものであることから、車両の発進状態、エンジ

ン 14 により駆動される前輪 66、68 のスリップが大きい状態、或いはアンダーステアが大きい状態では、RMG70 により駆動される後輪 80、82 の駆動力が十分に高められることができるので、4 輪駆動の必要度合いに応じて RMG70 が作動させられることにより、発進時には十分な駆動力が得られるとともに、発生した前輪 66、68 のスリップの解消、車両のアンダーステアの解消が好適に得られると同時に、可及的に RMG70 の過熱が抑制されて、その使用機会が拡大される利点がある。

【0088】また、本実施例によれば、各車輪速センサの異常を判定する車輪速センサ異常判定手段 164 (SB1) と、各車輪速センサからの信号を利用し、車両の制動操作時において車輪のスリップ率が予め設定されたスリップ率範囲内となるようにその車輪の制動力を制御する ABS 制御を判定する ABS 制御判定手段 158

(SB2) と、車両の旋回中においてステアリングホイールの舵角から車体方向が外れないように左右の車輪の制動力或いは車輪の駆動力を制御してアンダーステア或いはオーバーステアを防止する VSC 制御を判定する VSC 制御判定手段 162 (SB3) とが備えられ、第 2 原動機作動制御手段 154 (SA12) は、上記車輪速センサの異常時、またはその ABS 制御判定手段 158 或いは VSC 制御判定手段 160 による ABS 制御或いは VSC 制御の作動判定時には、RMG70 の作動を休止させるものであることから、車輪速センサの異常時、またはその ABS 制御手段或いは VSC 制御手段の作動時には、自動的に前輪 66、68 による前輪駆動状態に切り換えられるので、車輪車速 VFR、VFL、VRR、VRL のいずれかの異常に起因する ABS 制御或いは VSC 制御の異常が回避され、或いは制御干渉が防止されて、安全性が高められる。

【0089】また、本実施例によれば、外気温が走行路面の摩擦係数の変化が予測される予め定められた温度を下まわった低温状態を判定する低温状態判定手段 162 (SA1) が設けられ、第 2 原動機作動制御手段 154 (SA17) は、その低温状態判定手段 162 により低温状態が判定された場合には、第 1 出力トルク領域に基づいて RMG70 を優先的に作動させるものであることから、低温状態となると自動的に RMG70 が作動させられて 4 輪駆動状態となるので、車両の安定性が確保される。

【0090】また、本実施例によれば、車両の発進走行であるか否かを判定する車両発進判定手段 138 (SA2) と、主駆動輪である前輪 66、68 のスリップの発生を判定する車輪スリップ判定手段 140 (SA3) と、舵角およびヨーレートに基づいて車両の旋回走行におけるアンダーステアを判定するアンダーステア判定手段 142 (SA4) と、舵角が所定値よりも大きいことを判定する旋回走行判定手段 144 (SA5) と、アク

セルペダル操作速度すなわち  $d\theta/dt$  が所定値以上であることなどに基づいて加速操作を判定する加速操作判定手段 146 (SA6) と、アクセルペダル操作量すなわちスロットル開度  $\theta$  が所定値以上である高負荷走行を判定する高負荷走行判定手段 148 (SA7) と、車両の減速走行を判定する減速走行判定手段 150 (SA8) とを備え、第 2 原動機作動制御手段 154 は、車両の発進走行、車輪のスリップ、アンダーステア、旋回走行、加速操作、高負荷走行のいずれかが判定された場合には、4 輪駆動が必要な状態と判定して RMG70 を作動させるので、4 輪駆動の必要状態となると自動的に第 2 原動機が作動させられるので、車両の安定性が確保される。

【0091】また、本実施例によれば、第 2 原動機作動制御手段 154 は、上記車両の発進走行、車輪のスリップ、アンダーステア、旋回走行、加速操作、高負荷走行のいずれも判定されない場合には、4 輪駆動の不要と判定して予め設定された遅れ時間後に RMG70 の作動を休止させて 2 輪駆動状態とすることから、可及的に RMG70 の作動が少なくされてその過熱が防止されるとともに、4 輪駆動不要が判定されてから所定の遅れ時間後に第 2 原動機の作動が休止されることによって判定のばたつきが防止される。

【0092】また、本実施例によれば、ステアリングホイールの舵角を検出する舵角センサの異常を判定する舵角センサ異常判定手段 166 (SB5)、または、ヨーレートを検出するヨーレートセンサの異常を判定するヨーレートセンサ異常判定手段 168 (SB6) が備えられ、第 2 原動機作動制御手段 154 は、その舵角センサ異常判定手段 166 により舵角センサの異常が判定された場合、またはヨーレートセンサ異常判定手段 168 によりヨーレートセンサの異常が判定された場合は、前記アンダーステア判定手段 142 によりアンダーステアが判定されても RMG70 を作動させないので、舵角センサ異常或いはヨーレートセンサ異常により誤ってアンダーステアが判定された場合は 4 輪駆動とされない利点がある。

【0093】図 11 は、上記ハイブリッド制御装置 104 などに設けられた他の制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。図 11 において、4WD 開始判定手段 230 は、4 輪駆動状態の開始条件すなわち 2 輪駆動状態から 4 輪駆動状態への切換条件が成立したか否かを、車両の運転走行状態に基づいて判定する。たとえば、車両の発進走行、車輪のスリップ、アンダーステア、旋回走行、加速走行、高負荷走行、減速走行のいずれかに基づいて 4 輪駆動開始条件が成立したと判定する。実スリップ率算出手段 232 は、主駆動輪である前輪 66、68 の回転速度 NF を左前輪車輪 66 の回転速度 NFL と右前輪車輪 68 の回転速度 NFR との平均値を求めることにより算出するとともに、副駆動輪である後輪

80、82の回転速度NRを左後輪車輪80の回転速度NRLと右後輪車輪82の回転速度NRRとの平均値を求めることにより算出し、それら前輪66、68の回転速度NFと後輪80、82の回転速度NRとの差(NF-NR)を前輪回転速度NFおよび後輪回転速度NRのいずれか低い値で除することに基づいて実スリップ率S〔=100%×(NF-NR)/min(NF、NR)〕を逐次算出する。また、目標スリップ率設定手段234には、望ましい4輪駆動を得るために予め求められた目標スリップ率S0が設定され、記憶されている。この目標スリップ率S0は一定値でもよいが、4輪駆動の走行状態に応じて相互に異なる値とされてもよい。

【0094】トルク配分フィードバック制御手段236は、上記実スリップ率Sと目標スリップ率S0とのスリップ率偏差δsr1(=S1-S01)を算出し、たとえば数式1に示す予め設定されたフィードバック制御式を用いて上記スリップ率偏差δsr1が解消するようにすなわち実スリップ率Sと目標スリップ率S01とが一致するように、制御操作量である後輪トルク分担比Rrを算出する。この後輪トルク分担比Rrは、4輪駆動時において運転者要求トルクに対応する車両の駆動力(駆動トルク)のうちの後輪80、82が分担する比率であり、1より小さい値である。したがって、前輪トルク分担比は(1-Rr)となる。

【0095】(数式1)

$$Rr = WRr + Kp1 \cdot \delta sr1 + Kd1 \cdot d \delta sr1 / dt + Ki1 \cdot \int \delta sr1 dt + C1$$

但し、WRrは後輪荷重分担比、Kp1は比例定数すなわち比例項ゲイン、Kd1は微分定数すなわち微分項ゲイン、Ki1は積分定数すなわち積分ゲイン、C1は定数である。

【0096】そして、第2原動機作動制御手段238は、前記トルク配分フィードバック制御手段236から出力されたトルク配分たとえば後輪トルク分担比Rrと運転者要求駆動トルクTdrvとに基づいて、そのトルク配分が達成されるようにRMG70を作動させる。すなわち、運転者要求トルクTdrvと後輪トルク分担比Rrとから後輪トルク(Tdrv×Rr)を算出し、その後輪トルクが出力されるようにRMG70を駆動するのである。この運転者要求トルクTdrvは、たとえば図13に示す予め記憶された関係から車速Vおよびスロットル開度θに基づいて算出される。

【0097】トラクション制御中判定手段240は、前記ブレーキ制御装置108によるトラクション(TRC)制御の実行中であるかを判定する。フィードバック制御作動変更手段242は、トラクション制御中判定手段240によりトラクション制御中であると判定された場合には、上記トルク配分フィードバック制御手段236によるフィードバック制御作動を、後輪トルク分担比RrすなわちRMG70の駆動力が数式1の場合よ

りも増加するように、好ましくは、4輪駆動状態の車両の駆動力が低下しないように、或いは運転者要求トルクTdrvが略維持されるように変更する。

【0098】たとえば、フィードバック制御作動変更手段242は、トラクション制御中において、数式1のフィードバック制御式の制御偏差値である前記スリップ率偏差δsr1(=S1-S01)、またはそのスリップ率偏差δsr1を算出するための制御目標値である目標スリップ率S01および実値である実スリップ率S1の少なくとも一方を、制御式の出力値である後輪80、82のトルク分担率(後輪トルク分担比Rr)を数式1の場合よりも上昇させるように変更する。たとえば、スリップ率偏差δsr1或いは実スリップ率S1を所定値だけ増加させた値δsr2或いはS2としたり、目標スリップ率S01を所定値だけ減少させた値S02とすることにより、数式1により算出される後輪トルク分担比Rrを増加させる。

【0099】或いは、フィードバック制御作動変更手段242は、上記とは別に或いは上記に併せて、トラクション制御の実行中は、トルク配分フィードバック制御手段236により用いられるフィードバック制御式のフィードバックゲインKp1、Kd1、Ki1を、RMG70により駆動される後輪80、82のトルク分担率(後輪トルク分担比Rr)を上昇させるように変更する。たとえば、フィードバックゲインKp1、Kd1、Ki1の少なくとも1つを、それらよりも所定値だけ大きい値Kp2、Kd2、Ki2に更新し、定数C1をC2に変更することにより、数式1により算出される後輪トルク分担比Rrを数式1の場合よりも増加させる。

【0100】或いは、フィードバック制御作動変更手段242は、上記とは別に或いは上記に併せて、トラクション制御の実行中は、トルク配分フィードバック制御手段236により用いられる数式1のフィードバック制御式から得られた制御出力値である後輪トルク分担比Rrを、所定値だけ増加側に補正することにより逐次変更する。

【0101】図12は、前記ハイブリッド制御装置104などに設けられた他の制御作動の要部を説明するフローチャートである。図12において、前記4WD開始判定手段230に対応するSC1では、4輪駆動の開始条件が成立したか否かが車両の運転状態に基づいて判断される。このSC1の判断が否定される場合は、後輪トルク分担比Rrが零に設定された後、前記第2原動機作動制御手段238に対応するSC6において、運転者の要求駆動トルクTdrvおよび上記後輪トルク分担比Rrに基づいて後輪80、82の駆動トルクが算出され、RMG70からその駆動トルクが出力される。この場合は、上記SC2において後輪トルク分担比Rrが零に設定されているので、RMG70の出力トルクは零とされ、専ら前輪66、68の駆動力で走行する2輪走行が行われ

る。

【0102】しかし、上記SC1の判断が肯定されると、前記トラクション制御中判定手段240に対応するSC3において、前記ブレーキ制御装置108によるトラクション制御の実行中であるか否かが判断される。このSC3の判断が否定される場合は、前記トルク配分フィードバック制御手段236に対応するSC4において、実スリップ率Sと目標スリップ率S0とのスリップ率偏差 $\delta sr1$  ( $=S1-S01$ ) が算出され、たとえば数式1に示す予め設定されたフィードバック制御式から実際のスリップ率偏差 $\delta sr1$ に基づいてそれが解消するような後輪トルク分担比 $R_r$ が算出される。次いで、前記第2原動機作動制御手段238に対応するSC6において、運転者の要求駆動トルク $T_{drv}$ および上記後輪トルク分担比 $R_r$ に基づいて後輪80、82の駆動トルク( $T_{drv} \times R_r$ )が算出され、後輪80、82からその駆動トルクが出力されるようにRMG70が駆動される。

【0103】トラクション制御中は上記SC3の判断が肯定されるので、前記フィードバック制御作動変更手段242に対応するSC5において、上記SC4の場合よりも後輪トルク分担比 $R_r$ が大きい値となるように、フィードバック制御作動が変更される。たとえば、数式1のフィードバックゲイン $K_{p1}$ 、 $K_{d1}$ 、 $K_{i1}$ をそれぞれより所定値だけ大きい値 $K_{p2}$ 、 $K_{d2}$ 、 $K_{i2}$ に変更したフィードバック制御式が用いられることにより後輪トルク分担比 $R_r$ が算出される。そして、SC6では、運転者の要求駆動トルク $T_{drv}$ および上記後輪トルク分担比 $R_r$ に基づいて後輪80、82の駆動トルク( $T_{drv} \times R_r$ )が算出され、後輪80、82からその駆動トルクが出力されるようにRMG70が駆動される。これにより、トラクション制御中において車両の駆動力を確保するために、数式1を用いた場合よりも大きな駆動トルクが後輪80、82から出力される。

【0104】以下において、上記本実施例の作動を図14のタイムチャートを用いて説明する。たとえば凍結路などの低 $\mu$ 路のためにt1時点において4輪駆動走行が開始されたとすると、トラクション制御が実行されない場合は、実線に示すように、前輪66、68のスリップにより前輪回転速度NFおよび実スリップ率Sが変化し、運転者要求トルク $T_{drv}$ が維持されるように数式1のフィードバック制御式に従って後輪トルク分担比 $R_r$ が実線に示すように増加させられる。そして、この走行が継続するうちに前輪66、68のスリップが収束して前輪回転速度NFが低下するにともなって後輪トルク分担比 $R_r$ も本来の値たとえば0.5程度に低下させられる。しかし、トラクション制御が実行される場合は、そのトラクション制御の効果によって前輪回転速度NFおよび実スリップ率Sの上昇が抑制されるので、数式1のフィードバック制御式を用いた場合には、スリップ率偏

差 $\delta sr1$  ( $=S1-S01$ ) が小さくなって後輪トルク分担比 $R_r$ がそれほど増加させられず、車両全体の駆動力が小さくなって運転者要求トルク $T_{drv}$ を下回り、車両の動力性能が得られなかったのである。すなわち、トルク配分フィードバック制御236によるフィードバック制御作動によりRMG70のトルク配分が調節されると、トラクション制御の実行によりエンジン14により駆動される前輪66、68のスリップが抑制されて前後輪の実スリップ率が目標値に接近させられるので、制御装置104は上記トルク配分のフィードバック制御効果が得られたように見て、RMG70の出力すなわち後輪80、82へのトルク配分を小さくするので、車両の動力性能が低下させられてしまうのである。

【0105】しかしながら、本実施例によれば、フィードバック制御作動変更手段242(SC5)において、たとえば、数式1のフィードバックゲイン $K_{p1}$ 、 $K_{d1}$ 、 $K_{i1}$ をそれぞれより所定値だけ大きい値 $K_{p2}$ 、 $K_{d2}$ 、 $K_{i2}$ に変更したフィードバック制御式が用いられることにより、数式1のフィードバック制御式の場合よりも大きな値の後輪トルク分担比 $R_r$ が算出されるので、トルク分担比 $R_r$ が大きい値となるように、フィードバック制御作動が変更される。このため、トラクション制御中において数式1の場合よりも大きな駆動トルクが後輪80、82から出力され、車両の動力性能が確保されるのである。図14には、理解を容易にするために、フィードバック制御作動変更手段242により目標スリップ率S02が小さく変更された場合が示されている。この場合でも、スリップ率偏差 $\delta sr2$  ( $=S2-S02$ ) が大きく得られることから、フィードバック制御式により算出される後輪トルク分配比 $R_r$ も大きくなるので、大きな駆動トルクが後輪80、82から出力され、車両の動力性能が得られるのである。実スリップ率S1がそれぞれより大きいS2に変更されたり、算出されたスリップ率偏差 $\delta sr2$ を所定値だけ大きくなるように補正したりしても上記と同様の効果が得られるし、数式1のフィードバック制御式により算出された制御出力値である後輪トルク分配比 $R_r$ を直接所定値だけ大きくなるように補正したりしても上記と同様の効果が得られる。

【0106】図15は、前記ハイブリッド制御装置104などに設けられた他の制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。図15において、第1電動機作動制御手段330は、4輪駆動状態では、運転者要求トルク $T_{drv}$ のうちの前輪荷重分担比である前輪トルク分担比( $1-K_{tr}$ )に相当する前輪駆動トルクを算出し、その前輪駆動トルクが前輪66、68から出力されるようにMG16を制御する。たとえば直結モードにおいてエンジン14とMG16とが同時に作動する場合には、そのエンジン14の出力と併せて上記前輪トルクとなるようにMG16を制御する。また、第1電動機作動制御手段330は、制動時においても、ブレーキペダル124

の操作量や惰行走行時の車速変化量などに基づいて決まる要求制動トルクのうちの前輪トルク分担比  $(1 - K_{tr})$  に相当する前輪回生トルクを算出し、その前輪回生トルクが前輪 66、68 から出力されるように MG 16 を制御する。

【0107】第2電動機作動制御手段 332 は、4 輪駆動状態では、運転者要求トルク  $T_{drv}$  のうちの後輪荷重分担比である後輪トルク分担比  $K_{tr}$  に相当する後輪駆動トルクを算出し、その後輪駆動トルクが後輪 80、82 から出力されるように RMG 70 を制御する。また、第2電動機作動制御手段 332 は、制動時においても、ブレーキペダル 124 の操作量や惰行走行時の車速変化量などに基づいて決まる要求制動トルクのうちの後輪トルク分担比  $K_{tr}$  に相当する後輪回生トルクを算出し、その後輪回生トルクが後輪 80、82 から出力されるように RMG 70 を制御する。なお、上記運転者要求トルク  $T_{drv}$  は、たとえば図 13 に示す予め記憶された関係から実際の車速  $V$  およびスロットル開度  $\theta$  に基づいて決定される。また、上記前輪荷重分担比  $(1 - K_{tr})$  および後輪トルク分担比  $K_{tr}$  は、目標値でもあり、静的な前後輪荷重分担比（一定値）、或いは車両の前後加速度（前後  $G$ ）を加味した動的な前後輪荷重分担比（前後  $G$  の関数）に基づいて決定される。

【0108】上記 MG 16 および RMG 70 は、そのコイルを絶縁する材料の絶縁性能を確保するなどのために、その温度  $T_{MG}$  および  $T_{RMG}$  によって使用が制限されるものであり、たとえば図 16 に示す出力トルク領域内で作動させられる必要がある。MG 16 の温度  $T_{MG}$  または RMG 70 の温度  $T_{RMG}$  が  $T_a$  度である場合は、図 16 の  $T = T_a$  に示される最大トルク線の内側の領域内すなわち出力制限値と回生制限値との範囲内で作動させられればよいが、 $T_c$  度である場合は、図 16 の  $T = T_c$  に示される最大トルク線の内側の小さな領域内で作動させられねばならないのである。また、前記蓄電装置 112 は、その電解質の劣化、内部損傷、或いは寿命の低下を防止するなどのために、その温度  $T_B$  によってその持出電力或いは受入電力が制限されるものであり、たとえば図 17 に示すような、持出制限値  $W_{OUT}$  と受入制限値  $W_{IN}$  との間の範囲内で使用される必要がある。

【0109】このため、第1電動機作動制限手段 334 は、たとえば図 16 の関係から MG 16 の温度  $T_{MG}$  で決まる出力制限値或いは回生制限値や、たとえば図 17 の関係から蓄電装置 112 の温度  $T_B$  で決まる持出制限値  $W_{OUT}$  および受入制限値  $W_{IN}$  に基づいて、MG 16 の駆動作動或いは回生作動を制限する。同様に、第2電動機作動制限手段 336 は、たとえば図 16 の関係から RMG 70 の温度  $T_{RMG}$  で決まる出力制限値或いは回生制限値や、たとえば図 17 の関係から蓄電装置 112 の温度  $T_B$  で決まる持出制限値  $W_{OUT}$  或いは受入制限値  $W_{IN}$  に基づいて、RMG 70 の駆動作動或いは回生作動を制限

する。

【0110】第1電動機作動増大手段 338 は、上記第2電動機作動制限手段 336 によって RMG 70 の駆動作動或いは回生作動が制限された場合は、車両全体の駆動力或いは回生制動力を維持するためにすなわち変化させないために、その制限に相当する分だけ MG 16 の駆動出力或いは回生出力を増大させる。また、第2電動機作動低減手段 340 は、前記第1電動機作動制限手段 334 によって MG 16 の駆動作動或いは回生作動が制限された場合は、車両の前後輪のトルク分担率を維持するためにすなわち前後輪の駆動力配分比或いは制動力配分比を予め定めらえた目標配分比とするために、その制限に相当する分だけ RMG 70 の駆動出力或いは回生出力を低減させる。

【0111】図 18 は、前記ハイブリッド制御装置 104 の他の制御作動の要部を説明するフローチャートであって、エンジン 14 および MG 16 を用いた直結走行モードにおける前後輪トルク分配制御ルーチンを示している。図 18 において、SD1 の前処理では、図 17 の関係から蓄電装置 112 の実際の温度  $T_B$  に基づいて受入制限値  $W_{IN}$ 、持出制限値  $W_{OUT}$  が算出され、図 16 の関係から MG 16 の温度  $T_{MG}$  に基づいて温度制限済の MG 16 の最大許容トルク  $T_{MGmax}$  および最小許容トルク  $T_{MGmin}$  が算出され、図 16 の関係から RMG 70 の温度  $T_{RMG}$  に基づいて温度制限済の RMG 70 の最大許容トルク  $T_{RMGmax}$  および最小許容トルク  $T_{RMGmin}$  が算出され、図示しない回転センサからの信号に基づいて、MG 16 の回転速度  $N_{MG}$ 、RMG 70 の回転速度  $N_{RMG}$ 、および無段変速機 20 の入力軸回転速度  $N_{IN}$  が算出され、たとえば図 13 に示す関係から実際の車速  $V$  およびスロットル開度  $\theta$  に基づいて運転者要求トルク  $T_{drv}$  が算出され、その運転者要求トルク  $T_{drv}$ 、補機駆動トルク、必要充電トルクなどに基づいて必要エンジン出力  $P_V$  が算出される。ここで、上記運転者要求トルク  $T_{drv}$  や後述の出力或いは出力トルクは、回生制動力或いはトルクを表す負の値をも含むものであり、それらの増加或いは減少という表現はそれらの絶対値に基づいている。

【0112】続いて、SD2 では、エンジン 14 に出力させるトルクの指令値を算出するために、図 19 のエンジン指令トルク算出ルーチンが実行される。すなわち、SD21 では、上記必要エンジン出力  $P_V$  およびエンジン回転速度  $N_E$  に基づいて、エンジン 14 に出力させるためのエンジン出力トルク基本値  $T_{Ebase}$  ( $= P_V / N_E$ ) が算出される。次いで、SD22 では、そのエンジン出力トルク基本値  $T_{Ebase}$  に対してエンジン 14 の仕様に関連する上限値  $T_{Emax}$  および下限値「0」の制限が加えられ ( $0 \leq T_{Ebase} \leq T_{Emax}$ )、制限済の値がエンジン出力トルク指令値  $T_E$  とされる。エンジン 14 は、その出力トルクがそのエンジン出力トルク指令値  $T_E$  となるように制御される。

【0113】続くSD3では、たとえば図20に示すりやモータトルク仮決定ルーチンが実行されることにより、RMG70の出力トルク仮決定値TRMGtmpが算出される。すなわち、図20のSD31では、持出制限値WOUTに基づいてRMG70の出力トルクの上限值TRMGmaxpが算出される。すなわち、数式2および数式3からPRMGが求められ、これがRMG70の最大出力PRMGmaxpとされる。次いで、このPRMGmaxpとRMG70の

(数式2)

$$PMG + PRMG = WOUT$$

(数式3)

$$[(PMG \times EFMG + NE \times TEbase) \times EFCVT] : (PRMG \times EFRMG) \\ = (1 - Ktr) : Ktr$$

(数式4)

$$NRMG \times TRMG + PRMGloss(NRMG, TRMG) = PRMGmaxp$$

【0115】SD32では、受入制限値WINに基づいてRMG70の出力トルクの下限值TRMGminpが算出される。すなわち、数式5および数式6からPRMGが求められ、これがRMG70の最小出力PRMGminpとされる。

(数式5)

$$PMG + PRMG = WIN$$

(数式6)

$$[(PMG \times EFMG + NE \times TEbase) \times EFCVT] : (PRMG \times EFRMG) \\ = (1 - Ktr) : Ktr$$

(数式7)

$$NRMG \times TRMG + PRMGloss(NRMG, TRMG) = PRMGminp$$

【0117】続いて、前記第2電動機作動制御手段332に対応するSD33では、RMG70の出力トルク基本値TRMGbaseを、数式8から算出する。この出力トルク基本値TRMGbaseは、RMG70から出力される基本トルクであり、原則的にはこの値が出力されるようにRMG70が駆動されるが、実際には、後述の上下限ガード処理後の値が出力されるようにRMG70が駆動される。数式8において、GRRは副駆動装置12（減速装置72）の減速比である。

【0118】(数式8)

$$TRMGbase = Tdrv \times Ktr / GRR$$

【0119】そして、前記第2電動機作動制限手段336に対応するSD34では、上記出力トルク基本値TRMGbaseに対して、蓄電装置112に由来する制限およびRMG70の温度に由来する制限を行うための、上記TRMGmaxpおよびTRMGminp、前記TRMGmaxおよびTRMGminによる上下限ガード処理が数式9および数式10に従って実行され、上下限ガード処理後の値がRMG70の出力トルク仮決定値TRMGtmpとして決定される。

【0120】(数式9)

$$TRMGminp \leq TRMGbase \leq TRMGmaxp$$

(数式10)

$$TRMGmin \leq TRMGbase \leq TRMGmax$$

【0121】図18に戻って、SD4では、たとえば図

回転速度NRMGから数式4を満足するTRMGが求められ、これがRMG70の最大出力トルクTRMGmaxpとされる。数式3において、EFMGはMG16の効率、EFCVTは無段変速機20の効率、EFRMGはRMG70の効率である。数式4において、PRMGloss(NRMG, TRMG)はRMG70のパワー損失である。

【0114】

次いで、このPRMGminpとRMG70の回転速度NRMGから数式7を満足するTRMGが求められ、これがRMG70の最小出力トルクTRMGminpとされる。

【0116】

21に示すフロントモータトルク仮決定ルーチンが実行されることにより、MG16の出力トルク仮決定値TMGtmpが算出される。すなわち、図21のSD41では、持出制限値WOUTに基づいてMG16の出力トルクの上限值TMGmaxが算出される。すなわち、数式11から上記RMG70の出力トルク仮決定値TRMGtmpに基づいてRMG70の出力PRMGが算出され、そのRMG70の出力PRMGからMG16の最大出力PMG(=WOUT - PRMG)が算出され、数式12からそのMG16の最大出力トルクTMGが求められ、これがTMGmaxとされる。また、RMG70の出力PRMGからMG16の最小出力PMG(=WIN - PRMG)が算出され、数式12からそのMG16の最小出力トルクTMGが求められ、これがTMGminpとされる。数式12において、PMGloss(NMG, TMG)はMG16の損失である。

【0122】(数式11)

$$PRMG = NRMG \times TRMGtmp + PMGloss(NRMG, TRMG)$$

(数式12)

$$NMG \times TMG + PMGloss(NMG, TMG) = PMG$$

【0123】次いで、前記第1電動機作動制御手段330に対応するSD42では、MG16の出力トルク基本

値  $T_{MGbase}$  を、数式 13 から運転者要求トルク  $T_{drv}$  および  $RMG70$  の出力トルク仮決定値  $T_{RMGtmp}$ 、エンジン出力トルク基本値  $T_{Ebase}$  に基づいて算出し、その出力トルク基本値  $T_{MGbase}$  が  $MG16$  から出力されるように指令する。数式 13 において、 $G_{RF}$  は主駆動装置（遊星歯車装置 18 および無段変速機 20）の減速比である。数式 13 では、運転者要求トルク  $T_{drv}$  から  $RMG70$  の出力トルク仮決定値  $T_{RMGtmp}$  に減速比  $G_{RR}$  を差し引いた値に基づいて  $MG16$  の出力トルク基本値  $T_{MGbase}$  が算出されているので、たとえば  $SD34$  において  $RMG70$  の出力トルクが制限されたときは、その分だけ  $MG16$  の出力トルク基本値  $T_{MGbase}$  が増加させられて、車両の合計駆動力或いは回生制動力が一定に保持されるようになっている。したがって、本実施例では、この  $SD42$  は、前記第 1 電動機作動増大手段 338 にも対応している。

【0124】（数式 13）

$$T_{MGbase} = (T_{drv} - T_{RMGtmp} \times G_{RR}) / G_{RF} - T_{Ebase}$$

【0125】続いて、前記第 1 電動機作動制限手段 334 に対応する  $SD43$  では、上記出力トルク基本値  $T_{MGbase}$  に対して、蓄電装置 112 に由来する制限および  $MG16$  の温度に由来する制限を行うための、上記  $T_{MGmaxp}$  および  $T_{MGminp}$ 、前記  $T_{MGmax}$  および  $T_{MGmin}$  による上下限ガード処理が数式 14 および数式 15 に従って実行され、上下限ガード処理後の値が  $MG16$  の出力トルク仮決定値  $T_{MGtmp}$  として決定される。

【0126】（数式 14）

$$T_{MGminp} \leq T_{MGbase} \leq T_{MGmaxp}$$

（数式 15）

$$T_{MGmin} \leq T_{MGbase} \leq T_{MGmax}$$

【0127】図 18 に戻って、 $SD5$  では、前輪（車軸）の仮トルク  $T_{ftmp}$  が数式 16 から算出され、後輪（車軸）の仮トルク  $T_{rtmp}$  が数式 17 から算出される。

【0128】（数式 16）

$$T_{ftmp} = (T_{MG} + T_{Ebase}) \times (N_{IN} / N_{OUT}) \times E_{FCVT} \times G_{RF}$$

（数式 17）

$$T_{rtmp} = T_{RMGtmp} \times G_{RR}$$

【0129】次に、 $SD6$  において、上記後輪の仮トルク  $|T_{rtmp}|$  が、前輪の仮トルク  $T_{ftmp}$  と後輪の仮トルク  $T_{rtmp}$  との合計値  $|T_{ftmp} + T_{rtmp}|$  に後輪トルク分配比  $K_{tr}$  を掛けた値以下であるか否か、すなわち、合計値  $|T_{ftmp} + T_{rtmp}|$  に対する後輪の仮トルク  $|T_{rtmp}|$  の割合  $(|T_{rtmp}| / |T_{ftmp} + T_{rtmp}|)$  が後輪トルク分配比  $K_{tr}$  以下であるか否かが判断される。この  $SD6$  の判断が肯定される場合は、 $SD7$  において、上記後輪の仮トルク  $T_{RMGtmp}$  が  $RMG70$  の出力トルク  $T_{RMG}$  として決定される。

【0130】しかし、上記  $SD6$  の判断が否定される場

合は、 $SD8$  において、 $RMG70$  の出力トルクが再計算された後、上記  $SD7$  が実行される。この  $SD8$  では、たとえば図 22 に示すリヤモータ出力トルク再計算ルーチンが実行される。図 22 の  $SD81$  では、数式 18 から前輪仮トルク  $T_{ftmp}$  と前輪トルク分配比  $(1 - K_{tr})$  および後輪トルク分配比  $K_{tr}$  の割合  $[K_{tr} / (1 - K_{tr})]$  とに基づいて後輪のトルク  $T_{rtmp}$  が算出され、 $SD82$  では、数式 19 からその後輪のトルク  $T_{rtmp}$  と副駆動装置 12 の減速比  $G_{RR}$  とに基づいて  $RMG70$  の仮出力トルク値  $T_{RMGtmp}$  が算出される。ここで、たとえば、前記  $SD43$  により  $MG16$  の出力トルクが制限されたために、前輪の仮トルク  $T_{ftmp}$  と後輪の仮トルク  $T_{rtmp}$  との合計値  $|T_{ftmp} + T_{rtmp}|$  に対する後輪の仮トルク  $|T_{rtmp}|$  の割合  $(|T_{rtmp}| / |T_{ftmp} + T_{rtmp}|)$  が後輪トルク分配比  $K_{tr}$  を上まわった場合には、上記数式 18 によって、前輪仮トルク  $T_{ftmp}$  および後輪仮トルク  $T_{rtmp}$  の分配比  $(T_{rtmp} / T_{ftmp})$  が予め定められた目標分配比である前輪トルク分配比  $(1 - K_{tr})$  および後輪トルク分配比  $K_{tr}$  の分配比  $[K_{tr} / (1 - K_{tr})]$  となるように、すなわち実際の前後輪の駆動力分配比或いは回生制動力分配比が目標分配比  $[K_{tr} / (1 - K_{tr})]$  となるように後輪仮トルク  $T_{rtmp}$  が上記  $MG16$  の出力トルクの制限量に対応して低減されるので、上記  $SD8$  は前記第 2 電動機作動低減手段 340 に対応している。

【0131】（数式 18）

$$T_{rtmp} = T_{ftmp} \times [K_{tr} / (1 - K_{tr})]$$

（数式 19）

$$T_{RMGtmp} = T_{rtmp} \times G_{RR}$$

【0132】上述のように、本実施例によれば、 $MG16$ （第 1 電動機）と  $RMG70$ （第 2 電動機）との熱定格の相互関係が特定の状態とされるため、前後輪駆動車両がその駆動力バランスを考慮したものとされることができ、走行安定性が保持されることができる。

【0133】また、本実施例によれば、 $MG16$ （第 1 電動機）の熱定格が  $RMG70$ （第 2 電動機）の熱定格よりも高くされたものであることから、後輪 80、82 を駆動する  $RMG70$  の熱定格が前輪 66、68 を駆動する  $MG16$  の熱定格よりも低く、後輪側の  $RMG70$  の出力が先に制限されるが、後輪 80、82 であるために比較的車両の安定性が保持される利点がある。

【0134】また、本実施例によれば、第 2 電動機作動制限手段 336（ $SD34$ ）による  $RMG70$  の作動制限時（駆動作動制限時或いは回生作動制限時）において、第 1 電動機作動増大手段 338（ $SD42$ ）により  $MG16$  の作動（駆動作動或いは回生作動）が増大させられるため、比較的車両の安定性を保ちつつ、車両の全駆動力或いは回生制動力が確保される。たとえば、 $RMG70$  の出力制限時においては運転者要求トルク  $T_{drv}$  に対応する車両の全駆動力を変化させないように  $MG1$

6の出力が増大させられ、RMG70の回生制限時においては車両の全回生制動トルクを変化させないようにMG16の回生が増大させられることにより、車両の安定性が保持されつつ、車両の全駆動力或いは回生制動力が確保される。

【0135】また、本実施例によれば、第1電動機作動制限手段334(SD43)によるMG16の作動制限時において、第2電動機出力低減手段340(SD8)により前後輪の分配比を目標分配比とするためにすなわち後輪80、82のトルク分配比を $K_{tr}$ とするためにRMG70の作動が低減させられるため、車両の安定性が確保される。たとえば、MG16の出力制限時においては前後輪のトルク分担比すなわち後輪トルク分担比 $K_{tr}$ が維持されるように、またはそれよりも前輪駆動(F/F)となるようにRMG70の出力が低減させられ、また、MG16の回生制限時においても同様にRMG70の回生が低減させられることにより、車両の安定性が保持されつつ、車両の全駆動力或いは回生制動力が確保される。

【0136】図23は、図9の他の制御作動を説明するフローチャートである。このフローチャートにおいては、図9に比較して、SA1が削除され、且つSA2の判断が肯定されたときに実行されるSA30が設けられている点において相違し、他は同様である。図9と共通する部分には同一の符号を付して説明を省略する。

【0137】上記SA30では、外気温度が路面摩擦係数変化を生じ得るような所定温度以下の低温状態であり、且つ路面勾配が所定角度以上の登坂走行であるか否かが判断される。この登坂走行は、たとえば図示しない前後Gセンサからの信号に基づいて判断される。或いは、車両の停止時或いはアクセルペダル122が操作されない惰行走行時に記憶された前後加速度と発進直前の加速度との加速度差が路面勾配に対応することを利用して、その加速度差が所定値を越えた場合に登坂走行を判定してもよい。この場合、平坦路における高加速度発進においても登坂と誤判定されない利点がある。

【0138】上記SA30の判断が肯定される場合は、SA16以下が実行されることにより相対的に大きな駆動力を得ることができる第1出力トルク領域が選択され、その第1出力トルク領域に従ってRMG70が駆動される。これにより、大きな駆動力が得られる4輪駆動走行が行われる。しかし、上記SA30の判断が否定される場合は、SA19以下が実行されることにより、第1出力トルク領域よりは最大トルクが小さく設定された第2出力トルク領域が選択されるので、その第2出力トルク領域に従ってRMG70が駆動される。これにより、平坦路や高 $\mu$ 路においては十分であるが、電力消費が抑制された4輪駆動走行が行われ、RMG70の駆動負荷が軽減される。

【0139】なお、上記SA30において、外気温度が

路面摩擦係数変化を生じ得るような所定温度以下の低温状態であるか、或いは路面勾配が所定角度以上の登坂走行であるか否かが判断されるようにしてもよい。この場合、外気温度が路面摩擦係数変化を生じ得るような所定温度以下の低温状態であるとき、および路面勾配が所定角度以上の登坂走行であるときには、共にSA16以下が実行されることにより相対的に大きな駆動力を得ることができる第1出力トルク領域が選択され、その第1出力トルク領域に従ってRMG70が駆動される。しかし、外気温度が路面摩擦係数変化を生じ得るような所定温度以下の低温状態でなく、しかも路面勾配が所定角度以上の登坂走行でない場合に、SA19以下が実行されることにより、第1出力トルク領域よりは最大トルクが小さく設定された第2出力トルク領域が選択されるので、その第2出力トルク領域に従ってRMG70が駆動される。

【0140】図24は、前記ハイブリッド制御装置104などに設けられた他の制御機能の要部、すなわち前輪66、68の駆動力に従った車両の登坂発進時において、車両の駆動力を一時的に高めるために所定の駆動力分配比に従ってRMG70を作動させ、後輪80、82からも駆動力を発生させる高 $\mu$ 路アシスト制御を説明する機能ブロック線図である。図24において、目標出力決定手段348は、たとえば図25に示す予め記憶された関係から実際の運転者による出力操作手段の操作程度たとえばアクセルペダル122の操作量(アクセル開度) $\theta_A$ と車速 $V$ とに基づいて目標駆動力 $F_{T1}$ を決定する。上記図25に示す関係は、運転者の要求駆動力或いは要求加速力を実現するために予め実験的に求められたものである。

【0141】坂路発進アシスト制御手段350は、車両の発進操作に先立ち且つアクセルペダル122の操作により車両が所定速度に到達するまで、道路勾配に対応した大きさの駆動力であって、登坂発進時の車両の後退速度すなわちずり落ち速度が零より大きな所定車速以下たとえば1~3km/h程度の微速とする大きさの駆動力を車両に付与するようにする。すなわち、坂路発進アシスト制御手段350は、車両が発進しようとする路面の勾配(角度)検出するためにたとえば勾配に対応する停車時前後加速度 $G_{xstp}$ を車両停止且つブレーキ操作時の図示しない前後加速度センサの出力信号に基づいて記憶する路面勾配検出手段352と、たとえば図26に示す予め記憶された関係から実際の勾配に対応する停車時前後加速度 $G_{xstp}$ に基づいて登坂発進時の後退を抑制するために付加すべき仮補正駆動力 $dF_R$ を決定する仮補正駆動力決定手段354と、その仮補正駆動力決定手段354により決定された仮補正駆動力 $dF_R$ に基づいて、たとえば図27に示すように、出力開始時にはたとえば0.2秒程度の立ち上がり期間( $t_0 \sim t_1$ )で相対的に速やかに増加して仮補正駆動力 $dF_R$ に到達するが、出力

終了時にはたとえば1乃至2秒程度の立ち下がり期間  
 ( $t_2 \sim t_3$ ) でその仮補正駆動力  $dF_K$  から相対的に  
 緩やかに減少する補正駆動力  $dF$  を発生させる補正駆動  
 力発生手段355と、その補正駆動力  $dF$  を車両の駆動  
 力に付与するために前記目標駆動力  $F_{T1}$  に加算する補正  
 駆動力付与手段356とを備えている。上記図26に示  
 す関係は、登坂発進時の車両の後退速度すなわちずり落  
 ち速度が零より大きな所定車速以下たとえば1~3km/h  
 程度の微速となるように予め実験的に求められたもので  
 あり、所定の勾配範囲内すなわち停車時前後加速度  $G_{xstp}$   
 が  $G_1$  乃至  $G_2$  の範囲内において、停車時前後加速  
 度  $G_{xstp}$  の増加に伴って比例的に仮補正駆動力  $dF_K$  が  
 増加するように決定されている。停車時前後加速度  $G_{xstp}$   
 が  $G_1$  よりも小さい場合は補正駆動力  $dF$  を付与し  
 なくても後退速度が緩やかであり、停車時前後加速度  $G_{xstp}$   
 が  $G_2$  よりも大きい場合はそれ以後の後退速度を路面傾斜  
 に伴って大きくするために仮補正駆動力  $dF_K$  の  
 増加が飽和させられている。

【0142】また、アクセル開度  $\theta_A$  がたとえば図28  
 に示すような予め設定された関係  $\theta_{A1} = f(G_{xstp}, W)$   
 から実際の路面勾配  $G_{xstp}$  および車重  $W$  に基づいて  
 求められた判断基準値  $\theta_{A1}$  を越えたか否かに基づいて駆  
 動力の坂路発進アシスト補正が不要であるか否かを判定  
 する補正開始不可判定手段358と、アクセル開度  $\theta_A$   
 が予め設定された判断基準値  $\theta_{A2}$  を越えたか否かに基づ  
 いて補正駆動力  $dF$  を付与する登坂発進アシスト制御を  
 中止するか否かを判定する補正中止判定手段360とが  
 設けられており、上記坂路発進アシスト制御手段350  
 すなわち補正駆動力付与手段356は、補正開始不可判  
 定手段358により駆動力の補正が不要であると判定され  
 た場合は登坂発進アシスト制御は行わないが、アクセル  
 開度  $\theta_A$  がたとえば10°程度の勾配に対応する20  
 %程度の判断基準値  $\theta_{A1}$  を越えたと判定された場合は登  
 坂発進アシスト制御を開始する。また、上記坂路発進ア  
 シスト制御手段350すなわち補正駆動力付与手段356  
 は、登坂発進アシスト制御中において上記補正中止判  
 定手段360によりアクセル開度  $\theta_A$  が予め設定された  
 判断基準値  $\theta_{A2}$  を越えたと判定された場合はアクセルペ  
 ダル122の加速操作に基づく駆動力が高められるの  
 で、発進アシスト制御を中止或いは終了させる。

【0143】車速  $V$  が1~3km/h程度に予め設定され  
 た判断基準車速  $V_1$  以上であるか否かを判定する車速  
 判定手段362と、ブレーキペダル124の非操作が所  
 定時間  $T_1$  以上継続されているか否かを判定するブレー  
 キ非操作継続判定手段364とが設けられている。前記  
 坂路発進アシスト制御手段350すなわち補正駆動力付  
 与手段356は、車速判定手段362により車速  $V$  が予  
 め設定された判断基準車速  $V_1$  以上ではない(判断基準  
 車速  $V_1$  よりも低い)と判定されるか、或いはブレーキ  
 非操作継続判定手段364によりブレーキペダル124

が所定時間  $T_1$  以上連続操作されていないと判定された  
 場合には上記補正駆動力  $dF$  を車両の駆動力に付与する  
 が、車速  $V$  が予め設定された判断基準車速  $V_1$  以上であ  
 ると判定されるか、或いはブレーキペダル124の非操  
 作が所定時間  $T_1$  以上継続されている場合には上記補正  
 駆動力  $dF$  を車両の駆動力に付与する登坂発進アシスト  
 制御は行わない。すなわち、上記坂路発進アシスト制御  
 手段350すなわち補正駆動力付与手段356による登  
 坂発進アシスト制御は、車両の停車中或いは車速  $V$  が極  
 めて低い判断基準車速  $V_1$  よりも低い場合、ブレーキ  
 オン操作がされているか或いはオフ操作がされていても所  
 定時間  $T_1$  以上連続していない場合に行われる。

【0144】原動機駆動制御手段366は、補正駆動力  
 付与手段356により補正駆動力  $dF$  が加算された目標  
 駆動力  $F_{T2} (= F_{T1} + dF)$  が得られるように車両の原  
 動機の出力を制御する。たとえば、前輪系の原動機であ  
 るエンジン14および/またはMG16から目標駆動力  
 $F_{T1}$  を出力させ、後輪系の原動機であるRMG70から  
 登坂発進のための補正駆動力  $dF$  を出力させることによ  
 り、アクセルペダル122の操作前では専ら補正駆動力  
 $dF$  により車両の後退を1~3km/h程度の僅かな速  
 度にとどめ、アクセルペダル122の操作により登坂発  
 進が開始された場合は4輪駆動状態として車両の総駆動  
 力を目標駆動力  $F_{T2}$  とする。

【0145】図29および図30は、本実施例のハイブ  
 リッド制御装置104の制御作動の要部を説明するフロ  
 ーチャートであって、図29は駆動力制御ルーチンを、  
 図30は登坂発進補正駆動力算出ルーチンをそれぞれ示  
 している。

【0146】図29において、SE1では、図示しない  
 センサの出力信号から車速  $V$ 、アクセルペダル122の  
 操作量であるアクセル開度  $\theta_A$ 、前後加速度  $G_x$  などが  
 読み込まれる。次いで、前記目標出力決定手段348に  
 対応するSE2では、たとえば図25に示す予め記憶され  
 た関係から実際のアクセルペダル122の操作量(アク  
 セル開度)  $\theta_A$  と車速  $V$  とに基づいて、運転者の要求  
 駆動力である目標駆動力  $F_{T1}$  が決定される。続いて、前  
 記坂路発進アシスト制御手段350に対応するSE3お  
 よびSE4では、車両の発進操作に先立ち且つアクセル  
 ペダル122の操作により車両が所定速度に到達するま  
 で、道路勾配に対応した大きさの駆動力であって、登坂  
 発進時の車両の後退速度すなわちずり落ち速度が零より  
 大きな所定車速以下たとえば1~3km/h程度の微速とす  
 る大きさの駆動力が車両に付与されるようにする。

【0147】図30は、上記SE3の作動を詳しく説明  
 する登坂発進補正駆動力を算出するルーチンを示してい  
 る。図30において、前記補正開始不可判定手段358  
 に対応するSE31では、アクセル開度  $\theta_A$  がたとえば  
 図28に示すような予め設定された関係  $\theta_{A1} = f(G_{xstp}, W)$   
 から実際の路面勾配  $G_{xstp}$  および車重  $W$  に基

づいて求められた判断基準値  $\theta_{A1}$  を越えたか否かに基づいて駆動力の坂路発進アシスト補正が不要であるか否かが判断される。このSE31の判断が肯定された場合は、アクセルペダル122が発進のためにたとえば20%以上となるように比較的大きく操作された状態であるので、SE32において、算出される補正駆動力  $dF$  を零とするために路面勾配に対応する停車時前後Gセンサ値  $G_{xstp}$  の内容が強制的に「0」に設定されることにより、実質的に補正駆動力の算出が開始されないようにする。

【0148】しかし、上記SE31の判断が否定される場合は、アクセルペダル122が未だ発進操作されない状態であるので、前記路面勾配検出手段352に対応するSE33、SE34、SE35が実行される。SE33では車両が停車中であるか否かがたとえば車速  $V$  に基づいて判断され、SE34ではブレーキペダル124が操作されているか否かがたとえば図示しないブレーキスイッチからの出力信号に基づいて判断される。SE33およびSE34の判断が共に肯定された場合は、SE35において、そのときの前後Gセンサの出力値が路面勾配を表す重力値  $G_{xstp}$  として記憶される。

【0149】次いで、前記補正中止判定手段360に対応するSE36において、アクセルペダル122の操作による発進時の駆動力増加により登坂発進のための補正が不要となったか否かを判断するために、アクセル開度  $\theta_A$  が予め設定された判断基準値  $\theta_{A2}$  を越えたか否かが判断される。このSE36の判断が肯定される場合は、SE37において算出される補正駆動力  $dF$  を零とするために路面勾配に対応する停車時前後Gセンサ値  $G_{xstp}$  の内容が優先的に「0」に設定されることにより、実質的に補正駆動力の算出が開始されないようにする。

【0150】しかし、上記SE36の判断が否定される場合は、前記仮補正駆動力決定手段354に対応するSE38において、たとえば図26に示す予め記憶された関係から実際の勾配に対応する停車時前後加速度  $G_{xstp}$  に基づいて登坂発進時の後退を抑制するために付加すべき仮補正駆動力  $dF_k$  が決定される。次いで、前記補正駆動力発生手段355に対応するSE39において、上記仮補正駆動力  $dF_k$  に基づき、たとえば図27に示すように、補正駆動力付与開始直後にはたとえば0.2秒程度の立ち上がり期間 ( $t_0 \sim t_1$ ) で相対的に速やかに増加して仮補正駆動力  $dF_k$  に到達するが、補正駆動力付与終了時にはたとえば1乃至2秒程度の立ち下がり期間 ( $t_2 \sim t_3$ ) でその仮補正駆動力  $dF_k$  から相対的に緩やかに減少する補正駆動力  $dF$  が発生させられる。

【0151】前記SE33の判断が否定される場合は、前記車速判定手段362に対応するSE40において、実際の車速  $V$  が1~3 km/h程度に予め設定された判断基準車速  $V_1$  以上となったか否かが判断される。この

SE40の判断が否定される場合は、車両が未だ登坂発進により車速が出ない状態であるので、登坂発進のための補正駆動力を付与するための制御を継続させるためにSE36以下が実行されるが、そのSE40の判断が肯定される場合は、登坂発進時に車両がすでに前進開始させられた状態であって登坂発進のための補正駆動力を付与する必要がなくなった状態であるので、その補正駆動力を付与する制御を実質的に終了させるために前記SE32以下が実行される。

10 【0152】また、前記SE34の判断が否定される場合は、前記ブレーキ非操作継続判定手段364に対応するSE41において、ブレーキペダル124がたとえば1秒程度に設定された所定時間  $T_1$  以上連続操作されていないか否かが判断される。このSE41の判断が否定される場合は、運転者の前進意図が存在する可能性がある状態であるので、登坂発進のための補正駆動力を付与するための制御を継続させるためにSE36以下が実行されるが、そのSE41の判断が肯定される場合は、運転者の前進意図が存在しないと考えられ、登坂路の車両のずり下がりやを従来通りにした方がよい状態であるので、その補正駆動力を付与する制御を実質的に終了させるために前記SE32以下が実行される。

20 【0153】次いで、図29に戻って、前記補正駆動力付与手段356に対応するSE4では、上記SE39において算出された補正駆動力  $dF$  を車両の駆動力に付与するために、前記SE2において求められた目標駆動力  $F_{T1}$  に加算されることにより補正後の最終的な目標駆動力  $F_{T2}$  が算出される。そして、前記原動機駆動制御手段366に対応するSE5において、SE39において算出された補正駆動力  $dF$  が加算された目標駆動力  $F_{T2}$  ( $= F_{T1} + dF$ ) が得られるように車両の原動機の出力が制御する。たとえば、前輪系の原動機であるエンジン14および/またはMG16から目標駆動力  $F_{T1}$  を出力させ、後輪系の原動機であるRMG70から登坂発進のための補正駆動力  $dF$  を出力させることにより、車両の総駆動力が目標駆動力  $F_{T2}$  とされる。

40 【0154】なお、上記SE4では、SE31（補正開始不可判定手段358）により駆動力の補正が不要であると判定された場合、登坂発進アシスト制御中においてSE36（上記補正中止判定手段360）によりアクセル開度  $\theta_A$  が予め設定された判断基準値  $\theta_{A2}$  を越えたと判定された場合、SE40（車速判定手段362）により車速  $V$  が予め設定された判断基準車速  $V_1$  以上ではない（判断基準車速  $V_1$  よりも低い）と判定される場合、或いはSE41（ブレーキ非操作継続判定手段364）によりブレーキペダル124が所定時間  $T_1$  以上連続して操作されていないと判定された場合には、停車時前後加速度  $G_{xstp}$  が零に設定され且つそれから求められる補正駆動力  $dF$  も零とされるので、実質的に補正駆動力  $dF$  を車両の駆動力に付与する登坂発進アシスト制御が行

われない。

【0155】上述のように、本実施例の車両の駆動力制御において、坂路発進アシスト制御手段350によれば、道路勾配を表す停車時前後加速度 $G_{xstp}$ に対応して車両の駆動輪に駆動力を付与する車両の駆動制御を行う場合に、車両の登坂発進時において後退車速が零より大きい所定車速以下となるように車両の駆動力 $F_{T2}$  ( $=F_{T1} + dF$ ) が設定されることから、車両の坂路発進に際してはアクセルペダル122の踏込前では所定車速以下で僅かに後退させられるので、車両のずり下がりが抑制されるとともに運転者が道路勾配を正確に知ることができる。このため、運転者は車両の発進に際して坂路勾配に応じて踏込を行うことができるようになる。すなわち、重力に基づく車両後退方向の付勢力と摩擦などの固定クリープ力との差である従来の車両の後退力 $F_R$ は、図31に示すように路面傾斜角すなわち停車時前後加速度 $G_{xstp}$ が大きくなるほど大きくなる性質があるが、前述のように仮補正駆動力 $dF_k$ が図26に示す関係から停車時前後加速度 $G_{xstp}$ が大きくなるほど大きくなるように決定されて前進方向の車両駆動力に付与されていることから、上記重力に基づく車両後退方向の付勢力と目標駆動力 $F_{T2}$  (車両停止中では仮補正駆動力 $dF_k$ となる)との差である実際の後退力 $F_R'$ は上記従来の車両の後退力 $F_R$ よりも小さくされ、且つ略一定とされている。たとえば、停車時前後加速度 $G_{xstp}$ が順次大きくなる $G_a$ 、 $G_b$ 、 $G_c$ において、従来の後退力は $F_{Ra}$ 、 $F_{Rb}$ 、 $F_{Rc}$ であったのに対し、本実施例では仮補正駆動力 $dF_k$ 分だけ小さな $F_{Ra}'$ 、 $F_{Rb}'$ 、 $F_{Rc}'$ とされており、それら $F_{Ra}'$ 、 $F_{Rb}'$ 、 $F_{Rc}'$ は相互に略同等の値とされているのである。

【0156】また、本実施例によれば、道路勾配を表す停車時前後加速度 $G_{xstp}$ に対応して車両の駆動輪に駆動力を付与する車両の駆動制御を行う場合に、登坂発進に際して、ブレーキ非操作継続判定手段364により車両の停車中にブレーキペダル124の非操作継続時間が1秒程度の所定の $T_1$ 時間よりも長いと判定された場合には、道路勾配に対応した駆動力 $dF$ の付与が中止されることから、運転者の前進意図のない状態では車両のずり下がりが許容されるので、運転者に道路勾配の程度を知らせることができる。

【0157】また、本実施例の補正駆動力付与手段356によれば、車両の登坂発進時に道路勾配を表す停車時前後加速度 $G_{xstp}$ に対応して駆動輪に駆動力を付与する車両の駆動制御を行う場合に、道路勾配に対応した駆動力 $dF$ の付与を実行開始する時には速やかに駆動力を上昇させ、道路勾配に対応した駆動力 $dF$ の付与の中止或いは終了時には緩やかに駆動力を減少させられることから、駆動力 $dF$ の付与の実行を開始する時には登坂路発進時でのずり下がりの抑制が速やかに行われるとともに、駆動力 $dF$ の付与の中止或いは終了時には違和感な

く駆動力の付与が中止される。

【0158】また、本実施例によれば、前輪66、68および後輪80、82の一方を第1原動機たとえばエンジン14およびMG16で駆動可能とし、他方を第2原動機たとえばMG70により駆動可能とした4輪駆動車において、その4輪駆動車の制御装置が、運転者の出力操作手段の操作程度たとえばアクセル開度 $\theta_A$ と車速 $V$ とに基づき目標駆動力 $F_{T1}$ が求められ(目標出力決定手段348)、その目標駆動力 $F_{T1}$ に基づいて前輪側および後輪側から出力すべき駆動力 $F_{T2}$ が、車両発進時において道路勾配を表す停車時前後加速度 $G_{xstp}$ に基づいて補正された値となるように前輪66、68および後輪80、82の駆動力が制御される(補正駆動力発生手段355、補正駆動力付与手段356)ので、運転者の要求に合った目標駆動力が達成されると同時に、登坂発進走行時にはその勾配に合った前後輪の駆動力配分とされる。

【0159】また、本実施例によれば、前記路面道路勾配を表す停車時前後加速度 $G_{xstp}$ に対応して車両の駆動輪に駆動力を付与する制御すなわち登坂アシスト制御を行う車両の駆動制御において、仮補正駆動力決定手段354により所定の道路勾配の範囲内すなわち $G_1$ 乃至 $G_2$ の範囲内において後退車速が所定車速以下となるように道路勾配に対応して車両の駆動力が設定されることから、道路勾配が所定の道路勾配を越える場合には、後退車速が所定車速以下となるように設定される車両の駆動力がそれ以上増加させられなくなるので、運転者が道路勾配を一層正確に知ることができる。

【0160】また、本実施例によれば、前記仮補正駆動力決定手段354、補正駆動力発生手段355、補正駆動力付与手段356により、路面道路勾配を表す停車時前後加速度 $G_{xstp}$ に対応して車両の駆動輪に駆動力を付与するに際して、車両の登坂発進時において後退車速が零より大きい所定車速以下となるように車両の駆動力 $F_{T2}$  ( $=F_{T1} + dF$ ) が設定される場合に、その所定車速は数キロメートルたとえば1乃至3km/hの車速とされるので、登坂路のずり下がりが好適な値に抑制される。

【0161】また、本実施例によれば、補正中止判定手段360により、前記運転者の要求する要求駆動力 $F_{T1}$ すなわちその要求駆動力 $F_{T1}$ に対応するアクセル開度 $\theta_A$ が零でない所定値 $\theta_{A2}$ 以上となったと判定された場合には、道路勾配に対応した駆動力 $dF$ の付与が中止されるものであることから、要求駆動力 $F_{T1}$ すなわちその要求駆動力 $F_{T1}$ に対応するアクセル開度 $\theta_A$ が零から所定値 $\theta_{A2}$ までの範囲内であるときには、道路勾配が大きくなるのに対応して大きくなる駆動力が付与され、車両の後退(ずり落ち)が好適に防止される。

【0162】図32は、ハイブリッド制御装置104による車両の駆動力制御の他の制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。図32において、目標駆動力

算出手段 380 は、たとえば図 33 に示す予め記憶された関係から実際の運転者による出力操作手段の操作程度たとえばアクセルペダル 122 の操作量（アクセル開度） $\theta_A$  と車速  $V$  とに基づいて目標駆動力すなわち目標駆動トルク  $T_T$  を決定する。上記図 33 に示す関係は、運転者の要求駆動力或いは要求加速力を実現するために予め実験的に求められたものである。後輪分配比低減係数算出手段 382 は、たとえば図 34 に示す予め記憶された関係から上記目標駆動力算出手段 380 により求められた目標駆動トルク  $T_T$  に基づいて後輪分配比低減係数  $K_{creep}$  を算出する。この図 34 に示す関係は、目標駆動力が小さい場合には RMG 70 の作動を可及的に少なくする図 35 の特性を得るために予め実験的に求められたものである。理想後輪分配比算出手段 384 は、たとえば前記図 12 の SC4 にて用いられている関係式から荷重分配に基づく前後輪の理想駆動力配分を実現するための理想後輪分配比  $K_{tro}$  を算出する。車両発進判定手段 386 は、車両が発進状態であるか否かをアクセル開度  $\theta_A$  および車速などに基づいて判定する。後輪分配比算出手段 388 は、車両発進判定手段 386 により車両の発進状態が判定されると、上記後輪分配比低減係数算出手段 382 により求められた後輪分配比低減係数  $K_{creep}$  と上記理想後輪分配比算出手段 384 により求められた理想後輪分配比  $K_{tro}$  とを乗算することにより、後輪分配比  $K_{tr}$  を算出する。前輪駆動力算出手段 390 は、上記目標駆動トルク  $T_T$  および後輪分配比  $K_{tr}$  から前輪駆動力（前輪駆動トルク） $T_F$ （ $=T_T \times (1 - K_{tr})$ ）を算出し、後輪駆動力算出手段 392 は、上記目標駆動トルク  $T_T$  および後輪分配比  $K_{tr}$  から後輪駆動力（後輪駆動トルク） $T_R$ （ $=T_T \times K_{tr}$ ）を算出する。原動機駆動制御手段 394 は、上記前輪駆動力算出手段 390 により算出された前輪駆動力（前輪駆動トルク） $T_F$  が得られるようにその前輪 66、68 を駆動するエンジン 14 および MG 16 を制御するとともに、上記後輪駆動力算出手段 392 により算出された後輪駆動力（後輪駆動トルク） $T_R$  が得られるようにその後輪 80、82 を駆動する RMG 70 を制御して 4 輪駆動走行を行う。

【0163】図 35 は、上記目標（要求）駆動力  $T_T$ 、前輪駆動力  $T_F$ 、後輪駆動力（後輪駆動トルク） $T_R$  との関係を示している。後輪分配比低減係数  $K_{creep}$  を求めるための図 34 に示す関係では、目標駆動力  $T_T$  が所定値  $F_1$  に到達するまでは後輪分配比低減係数  $K_{creep}$  が零であるとその所定値  $F_1$  からそれよりも大きい所定値  $F_2$  までの間は目標駆動力  $T_T$  が増加するとともに後輪分配比低減係数  $K_{creep}$  が比例的に増加し、所定値  $F_2$  を越えると後輪分配比低減係数  $K_{creep}$  が飽和して増加しないように設定されている。この所定値  $F_2$  は、凍結路、圧雪路などの低摩擦係数（ $\mu$ ）路において前輪 66、68 や後輪 80、82 がスリップしない駆

動力の上限値（最大値）に基づいてそれに対応するように決定されている。したがって、目標駆動力  $T_T$  が所定値  $F_2$  を越えると理想的な配分比で前輪 66、68 や後輪 80、82 から駆動力が出力され、その所定値  $F_2$  以下からクリープまでにおいては前後トルク配分比を前輪側に多く、後輪側に少なくされる。図 35 は、理想後輪分配比  $K_{tro}$  が 0.5 であるときの特性を示している。

【0164】図 36 は、図 32 の実施例におけるハイブリッド制御装置 104 の駆動力制御作動を説明するフローチャートである。図 36 において、SF1 では、アクセル開度  $\theta_A$ 、車速  $V$  などの入力信号が読み込まれる。次いで、前記目標駆動力算出手段 380 に対応する SF2 では、たとえば図 33 に示す予め記憶された関係から実際のアクセル開度  $\theta_A$  と車速  $V$  とに基づいて運転者の要求駆動力に対応する目標駆動力すなわち目標駆動トルク  $T_T$  が決定される。次に、前記理想後輪分配比算出手段 384 に対応する SF3 において、たとえば前記図 12 の SC4 にて用いられている関係式から荷重分配に基づく前後輪の理想駆動力配分を実現するための理想後輪分配比  $K_{tro}$  が算出される。そして、前記車両発進判定手段 386 に対応する SF4 において車両の発進状態であるか否かが判断される。この SF4 の判断が否定される場合は、前輪 66、68 による 2 輪駆動とするために SF5 において後輪分配比低減係数  $K_{creep}$  の内容が「0」に設定される。

【0165】しかし、上記 SF4 の判断が肯定される場合は、前輪 66、68 および後輪 80、82 による 4 輪駆動とするために、前記後輪分配比低減係数算出手段 382 に対応する SF6 において、たとえば図 34 に示す予め記憶された関係から SF2 により求められた目標駆動トルク  $T_T$  に基づいて後輪分配比低減係数  $K_{creep}$  が算出される。続いて、前記後輪分配比算出手段 388 に対応する SF7 では、上記理想後輪分配比  $K_{tro}$  に後輪分配比低減係数  $K_{creep}$  を掛けることによって後輪分配比  $K_{tr}$  が算出される。次いで、前記後輪駆動力算出手段 392 に対応する SF8 では、上記目標駆動トルク  $T_T$  および後輪分配比  $K_{tr}$  から後輪駆動力（後輪駆動トルク） $T_R$ （ $=T_T \times K_{tr}$ ）が算出される。次に、前記前輪駆動力算出手段 390 に対応する SF9 では、上記目標駆動トルク  $T_T$  および後輪分配比  $K_{tr}$  から前輪駆動力（前輪駆動トルク） $T_F$ （ $=T_T \times (1 - K_{tr})$ ）が算出される。そして、原動機駆動制御手段 394 に対応する SF10 では、上記 SF9 により算出された前輪駆動力（前輪駆動トルク） $T_F$  が得られるようにその前輪 66、68 を駆動するエンジン 14 および MG 16 が制御されるとともに、上記 SF8 により算出された後輪駆動力（後輪駆動トルク） $T_R$  が得られるようにその後輪 80、82 を駆動する RMG 70 が制御されて 4 輪駆動走行が行われる。これにより、図 35 に示すように、目標駆動力が所定値  $F_2$  よりも小さい場合には RMG 70 の

作動が可及的に少なくされ、その消費電力、熱損失が小さくされてその使用域が拡大される。

【0166】上述のように、本実施例によれば、4輪駆動車の制御装置において、たとえば図13、図25、或いは図33に示す予め記憶された関係から実際の運転者による出力操作手段の操作程度すなわちアクセル開度 $\theta_A$ と車速 $V$ とに基づいて求められた目標駆動力 $F_T$ （目標駆動トルク $T_T$ ）を前輪側および後輪側から出力させるために、車両状態（図15および段落0107の後輪荷重分担比）、車両の運転状態（図11および段落0093の前後輪回転速度差、図23および段落0137、0138の前後Gセンサ）、或いは道路状態（図23および段落0138、0139の路面 $\mu$ および道路勾配）に基づいて前輪駆動力および後輪駆動力が制御されるので、運転者が要求している目標駆動力 $F_T$ を得るために、車両状態、車両の運転状態、或いは道路状態が適切に反映された4輪駆動が可能となる。

【0167】また、本実施例によれば、第1原動機は、複数の動力源、さらに詳しくは複数の相互に形式が異なる動力源すなわちエンジン14およびMG16から成る複合原動機であるので、それを構成する動力源の1つであるエンジン14がその効率の高い領域で作動させられ得るので、燃費が高められる。

【0168】また、本実施例によれば、第2原動機は、1個または2個以上の電動機或いは発電機能を備えたモータジェネレータから構成され得、本実施例では1個のRMG70から成るものであり、4輪駆動車の後輪80、82を駆動するものであるので、前輪駆動状態と4輪駆動状態との間で切り換えられる。

【0169】また、本実施例の4輪駆動車の制御装置は、前後輪間の駆動力配分に対応する理想後輪分配比 $K_{tro}$ を目標駆動力 $T_T$ に基づいて変更するものである。たとえば、目標駆動力 $T_T$ が所定値 $F_2$ を下まわるとき目標駆動力 $T_T$ に基づいて決定された後輪分配比低減係数 $K_{creep}$ をその後輪分配比 $K_{tro}$ に乗算することにより変更するものであるので、駆動力が小さい場合には可及的にRMG70の作動が抑制され、その温度上昇が回避されるようになっている。

【0170】また、本実施例では、車両の発進状態であるときにおいて前後輪間の駆動力配分が目標駆動力 $T_T$ に基づいて変更されるので、4輪駆動車の発進時における前後輪間の駆動力配分が目標駆動力 $T_T$ に基づいて適切に変更される利点がある。

【0171】また、本実施例では、車両の発進状態であるときにおいて、前後輪の駆動力配分に対応する理想後輪分配比 $K_{tro}$ が、目標駆動力 $T_T$ が所定値 $F_2$ 以上であるときよりも、所定値 $F_2$ 未満のときは第1原動機および第2原動機のうちの熱的に不利な方の原動機により駆動される車輪（本実施例ではRMG70により駆動される後輪80、82）の分配比を小さくするように変

更されるものであることから、第1原動機および第2原動機のうちの熱的に不利な方の熱的負荷が軽減されるので、4輪駆動の継続が一層可能となる。

【0172】また、本実施例では、車両の発進状態であるときに、前後輪の駆動力配分比が、目標駆動力 $T_T$ が所定値 $F_2$ 以上であるときよりも、所定値 $F_2$ 未満のときは第2原動機により駆動される車輪側である後輪分配比 $K_{tr}$ を小さくするように変更されることから、RMG70から出力される駆動力が小さくされるので、RMG70の温度上昇が抑制され、その使用範囲が拡大される。

【0173】また、本実施例では、駆動力配分比に対応する目標後輪分配比 $K_{tro}$ を変更するための所定値 $F_2$ は、所定の低摩擦係数路面で駆動輪がスリップに至らない最大駆動力から決定されたものであることから、駆動輪がスリップに至らない所定値 $F_2$ 以下の目標駆動力範囲内において駆動力配分比に対応する目標後輪分配比 $K_{tro}$ が変更されて第2原動機に対応するRMG70の出力が小さくされ、その過熱が好適に防止される。

【0174】また、本実施例の4輪駆動車の制御装置において、車両の運転状態が発進状態（図9のSA2）、加速状態（図9のSA6、SA7）、低摩擦係数路面走行状態（図9のSA1、SA3）のうちのいずれかの状態である場合は前輪および後輪を駆動する4輪駆動とされ、いずれでもない場合は前輪および後輪の一方を駆動する2輪駆動とされることから、発進状態、加速状態、低摩擦係数路面走行状態のうちのいずれかの状態である場合は自動的に前輪および後輪を駆動する4輪駆動とされるので、運転状態に応じて不要な4輪駆動が回避され、4輪駆動とするために作動させられる第2原動機の過熱が好適に防止される。

【0175】また、本実施例の4輪駆動車の制御装置は、車両の軽負荷走行中、すなわち減速走行中、ブレーキ操作のない非加速走行中である場合は4輪駆動とする（図9のSA8）ものであるので、軽負荷走行時に自動的に4輪駆動に切り換えられる。

【0176】また、本実施例の第1原動機および第2原動機は回生制御可能な動力源すなわちMG16、RMG70を含むものであり、その第1原動機はエンジン14を含むものであるので、エンジン14が効率のよい領域で作動させられるように電動機として機能するMG16或いはRMG70から駆動力が発生させられ得る。

【0177】また、本実施例では、車両の発進時には、前記第1原動機または第2原動機に含まれる電動機のみ或いはエネルギー回生可能な電動機として機能するMG16或いはRMG70のみにより車輪が駆動される場合があるものである（図5、図9のSA2）ことから、エンジン14が非作動状態で発進させられるので、車両の燃費が改善される。

【0178】また、本実施例では、車両の制動時または

惰行走行時は、電動機および発電機として機能するMG 16 あるいはRMG 70 を用いた回生制御を行うものである。エネルギー回生率が向上して車両の燃費が改善される。

【0179】また、本実施例では、所定以上の負荷時に第1 原動機はエンジン14 のみにより車輪を駆動するか、エンジン14 およびエネルギー回生可能な動力源あるいは電動機として機能するMG 16 により車輪を駆動するものである。4 輪駆動車において十分な駆動力が確保される。

【0180】以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、本発明はその他の態様においても適用される。

【0181】たとえば、前述の実施例の車両は、前輪66、68 をエンジン14 およびMG 16 を備えた主駆動装置10 が駆動し、後輪80、82 をRMG 70 を備えた副駆動装置12 が駆動する前後輪駆動（4 輪駆動）形式であったが、逆に前輪66、68 をRMG 70 を備えた副駆動装置12 が駆動し、後輪80、82 をエンジン14 およびMG 16 を備えた主駆動装置10 が駆動してもよい。またその原動機はエンジン、電動機、および油圧モータなどの少なくとも1 つから構成されたものであってもよい。

【0182】また、前述の実施例では、複数種類の制御例が説明されていたが、それらの制御例は所定の車両において相互に適宜組み合わせることで実施され得るものである。

【0183】また、前述の実施例では、前輪66、68 および後輪80、82 はそれぞれ別の原動機により駆動されていたが、共通の原動機により駆動される4 輪駆動車であってもよい。この場合、前輪および後輪は共通の原動機に作動的に連結されるとともに、その原動機から出力された駆動力の前輪および後輪への駆動力配分比は、駆動力配分クラッチによって変化させられるものである。このような4 輪駆動車の制御装置においても、前述と同様に、運転者の出力操作手段の操作程度（アクセル開度 $\theta_A$ ）と車速 $V$ とに基づき目標駆動力 $T_T$  を求め、その目標駆動力 $T_T$  を基に前輪側および後輪側から出力すべき駆動力を車両状態に基づき制御することができる。この場合でも、運転者が要求している駆動力を得るために、車両状態が適切に反映された4 輪駆動が可能となる。

【0184】また、前述の実施例では、補正駆動力発生手段355 により登坂発進のための補正駆動力 $dF$  が予め求められ、目標駆動力 $F_{Ti}$  に対応する車両の駆動力に補正駆動力 $dF$  を付与するために補正駆動力付与手段356 によりその補正駆動力 $dF$  が目標駆動力 $F_{Ti}$  に加算されていたが、登坂発進のための補正係数（1 より大）が予め求められ、目標駆動力 $F_T$  に対応する車両の駆動力にその補正係数を付与するためにその補正係数が目標

駆動力 $F_T$  に乗算されるようにしてもよい。

【0185】また、前述の実施例の原動機駆動力制御手段366 では、上記補正駆動力 $dF$  をRMG 70 により駆動される後輪80、82 から出力させていたが、エンジン14 あるいはMG 16 に駆動される前輪66、68 から出力させてもよいし、4 輪駆動状態であるときには、そのときの駆動力配分比を変化させないようにRMG 70 により駆動される後輪80、82 およびエンジン14 あるいはMG 16 に駆動される前輪66、68 から出力させてもよい。

【0186】また、前述の実施例の車両は、その動力伝達経路に無段変速機20 を備えたものであったが、遊星歯車式あるいは常時噛み合い型平行2 軸式の有段変速機を備えたものであってもよい。

【0187】また、前述の実施例では、ハイブリッド制御装置104 により図29、図30 に示す車両の駆動力制御が行われていたが、他の制御装置により実行されても差し支えない。

【0188】以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、これはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例の制御装置を備えた4 輪駆動車両の動力伝達装置の構成を説明する骨子図である。

【図2】図1 の遊星歯車装置を制御する油圧制御回路の要部を説明する図である。

【図3】図1 の4 輪駆動車両に設けられた制御装置を説明する図である。

【図4】図3 のエンジン制御装置により制御されるエンジンの運転点の目標である最良燃費率曲線を示す図である。

【図5】図3 のハイブリッド制御装置により選択される制御モードを示す図表である。

【図6】図3 のハイブリッド制御装置により制御されるETC モードにおける遊星歯車装置の作動を説明する共線図である。

【図7】図3 のハイブリッド制御装置などの制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。

【図8】図7 の出力トルク領域記憶手段において記憶された複数種類の出力トルク領域を示す図である。

【図9】図3 のハイブリッド制御装置などの制御作動の要部を説明するフローチャートであって、出力トルク領域切替および後輪切替制御ルーチンを示す図である。

【図10】図3 のハイブリッド制御装置などの制御作動の要部を説明するフローチャートであって、4 輪駆動中止制御ルーチンを示す図である。

【図11】図3 のハイブリッド制御装置などの制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。

【図12】図3 のハイブリッド制御装置などの制御作動

の要部を説明するフローチャートであって、出力トルク領域切換および後輪切換制御ルーチンを示す図である。

【図 13】図 11 の第 2 原動機作動制御手段において、運転者要求トルクを算出するための予め記憶された関係を示す図である。

【図 14】図 12 の制御作動を説明するタイムチャートである。

【図 15】図 3 のハイブリッド制御装置などの制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。

【図 16】図 1 または図 3 の MG 或いは RMG の温度をパラメータとする出力トルク領域を示す図である。

【図 17】図 3 の蓄電装置における受入制限値 WIN および持出制限値 WOUT の温度特性を示す図である。

【図 18】図 3 のハイブリッド制御装置などの制御作動の要部を説明するフローチャートである。

【図 19】図 18 の SD 2 のエンジン指令トルク算出ルーチンを示す図である。

【図 20】図 18 の SD 3 の RMG 出力トルク仮決定ルーチンを示す図である。

【図 21】図 18 の SD 4 の MG 出力トルク決定ルーチンを示す図である。

【図 22】図 18 の SD 8 の RMG 出力トルク再計算ルーチンを示す図である。

【図 23】図 9 のフローチャートの他の例を示す図である。

【図 24】図 3 のハイブリッド制御装置などの制御機能の他の要部を説明する機能ブロック線図である。

【図 25】図 24 の目標出力決定手段により目標駆動力を決定するために用いられる予め記憶された関係を示す図である。

【図 26】図 24 の仮補正駆動力決定手段により仮補正駆動力を決定するために用いられる予め記憶された関係を示す図である。

【図 27】図 24 の補正駆動力発生手段により補正駆動力を発生させるために用いられる予め記憶された関係を示す図である。

【図 28】図 24 の補正開始不可判定手段において補正

開始不可を判定するための判断基準値を決定するために用いられる予め記憶された関係を示す図である。

【図 29】図 24 のハイブリッド制御装置の制御作動の要部を説明するフローチャートであって、駆動力制御ルーチンを示している。

【図 30】図 24 のハイブリッド制御装置の制御作動の要部を説明するフローチャートであって、登坂発進補正駆動力算出ルーチンを示している。

【図 31】図 24 のハイブリッド制御装置の制御作動の要部である、路面傾斜角（停車時前後加速度  $G_{xstp}$  の変化に対する後退力の変化を説明する図である。

【図 32】図 3 のハイブリッド制御装置による他の駆動制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。

【図 33】図 32 の目標駆動力算出手段により目標駆動力を算出するための用いられる予め記憶された関係を示す図である。

【図 34】図 32 の後輪分配比低減係数算出手段により後輪分配比低減係数を算出するための用いられる予め記憶された関係を示す図である。

【図 35】図 32 の目標駆動力算出手段により目標駆動力、前輪駆動力算出手段により算出された前輪駆動力、後輪駆動力算出手段により算出された後輪駆動力の相対関係を説明する図である。

【図 36】図 32 のハイブリッド制御装置による駆動力制御作動を説明するフローチャートである。

【符号の説明】

14 : エンジン（第 1 原動機）

66、68 : 前輪

70 : リヤモータジェネレータ（第 2 原動機）

80、82 : 後輪

348 : 目標出力決定手段

350 : 坂路発進アシスト制御手段

352 : 勾配検出手段

354 : 仮補正駆動力決定手段

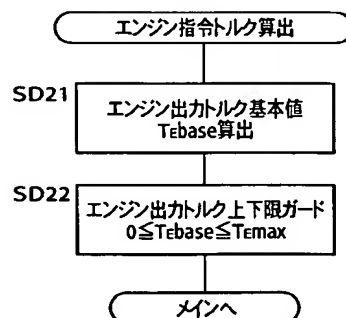
355 : 補正駆動力発生手段

356 : 補正駆動力付与手段

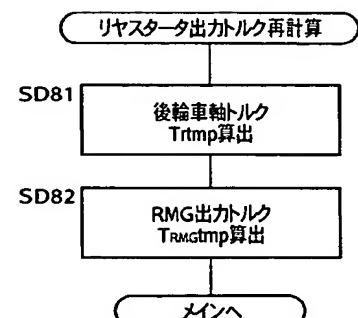
【図 5】

レンジ	モード	係要素	C1	C2	B1
B,D	ETCモード		×	○	×
	直結モード		○	○	×
	モータ走行モード		○	×	×
N,P	ニュートラルモード 1,2		×	×	×
	充電, Eng 始動		×	×	○
R	モータ走行モード		○	×	×
	フリクション走行モード		○	×	○

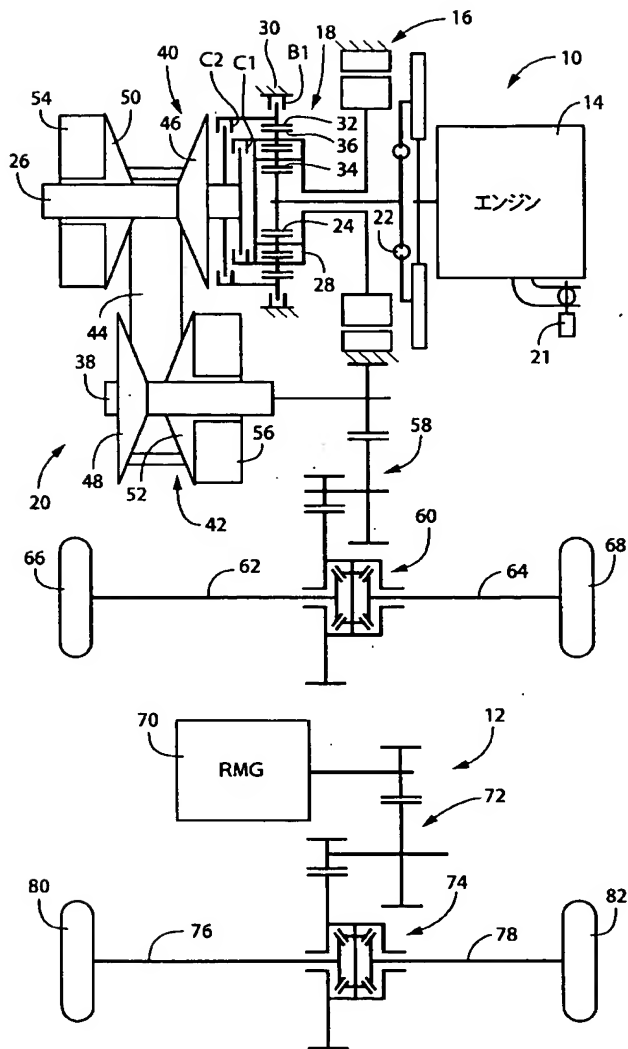
【図 19】



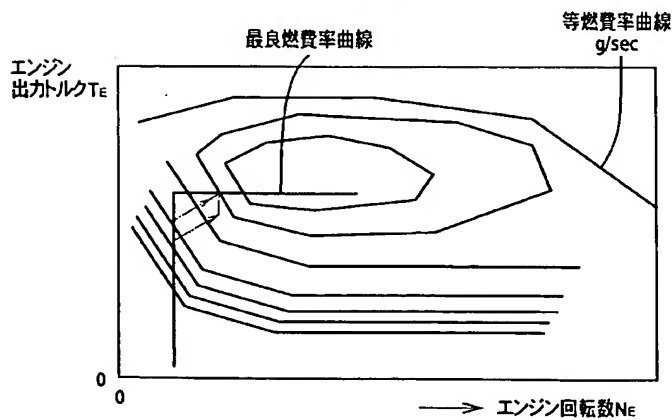
【図 22】



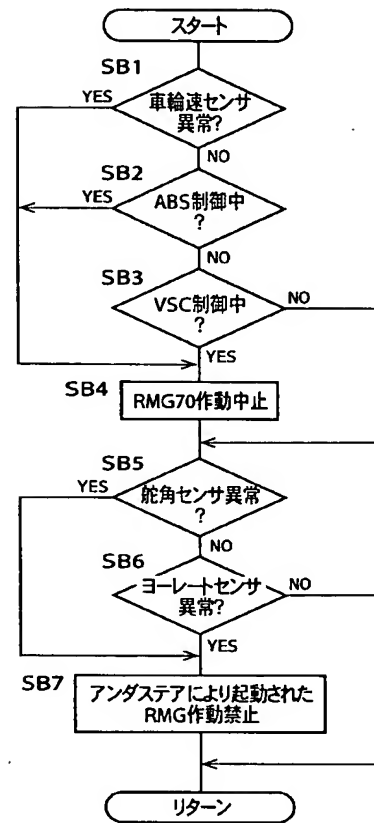
【図1】



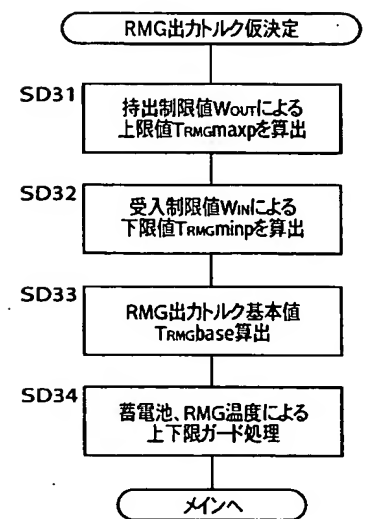
【図4】



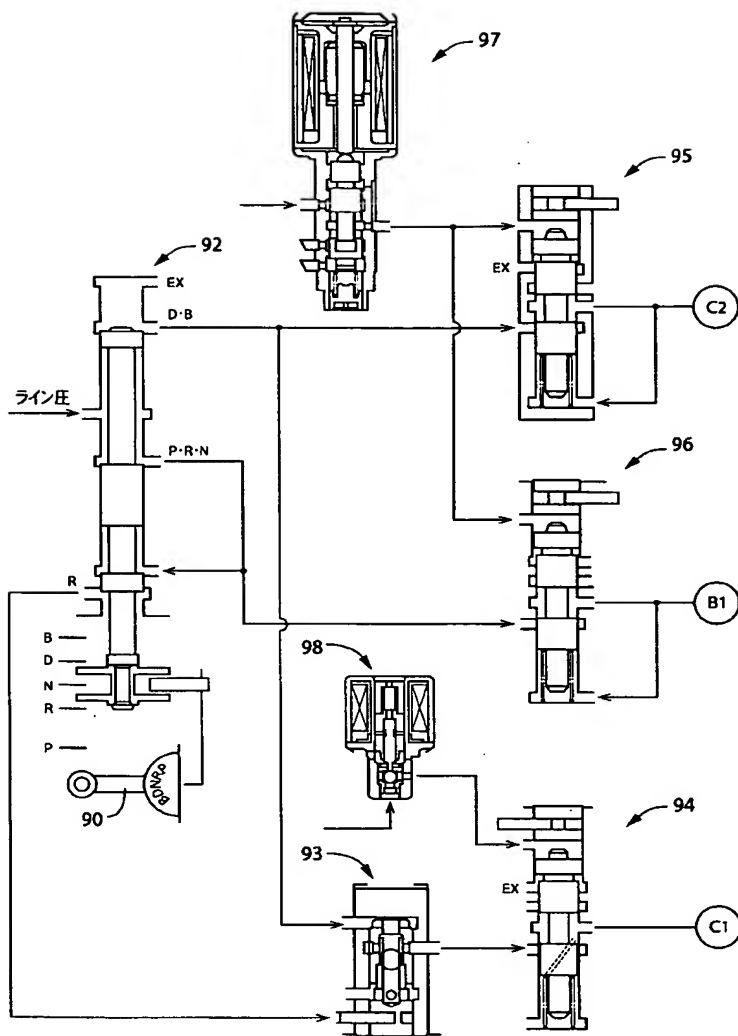
【図10】



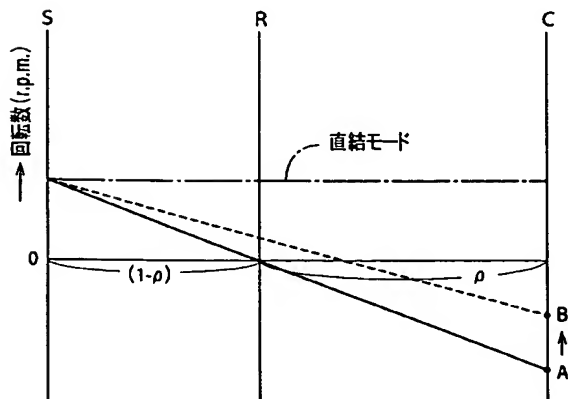
【図20】



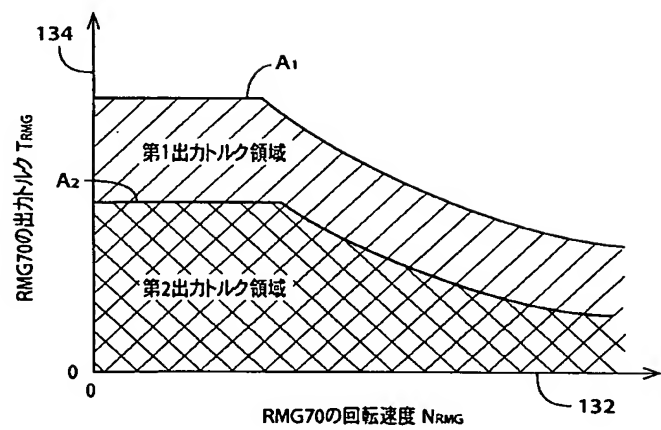
【図2】



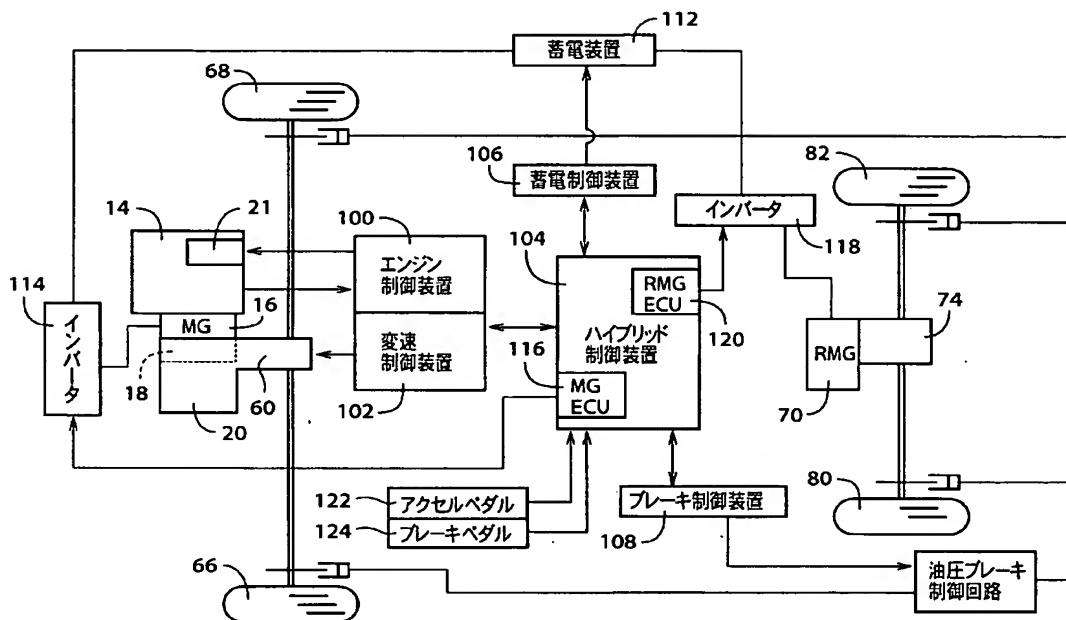
【図6】



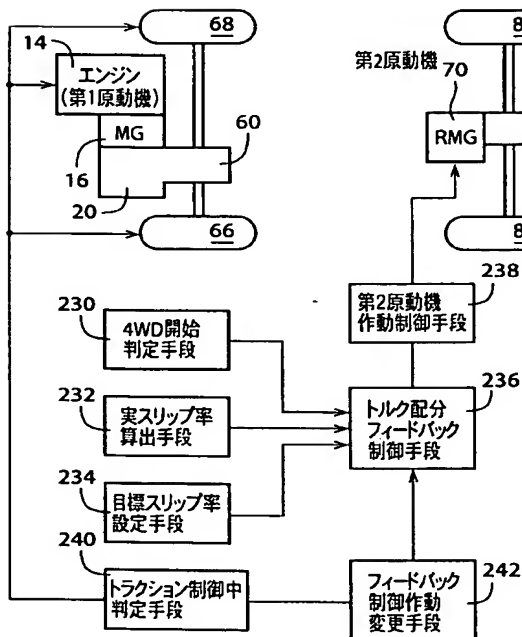
【図8】



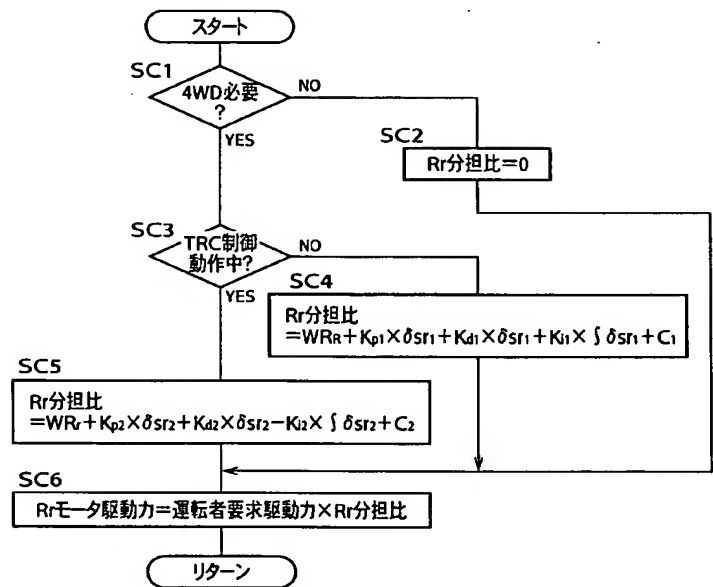
【図 3】



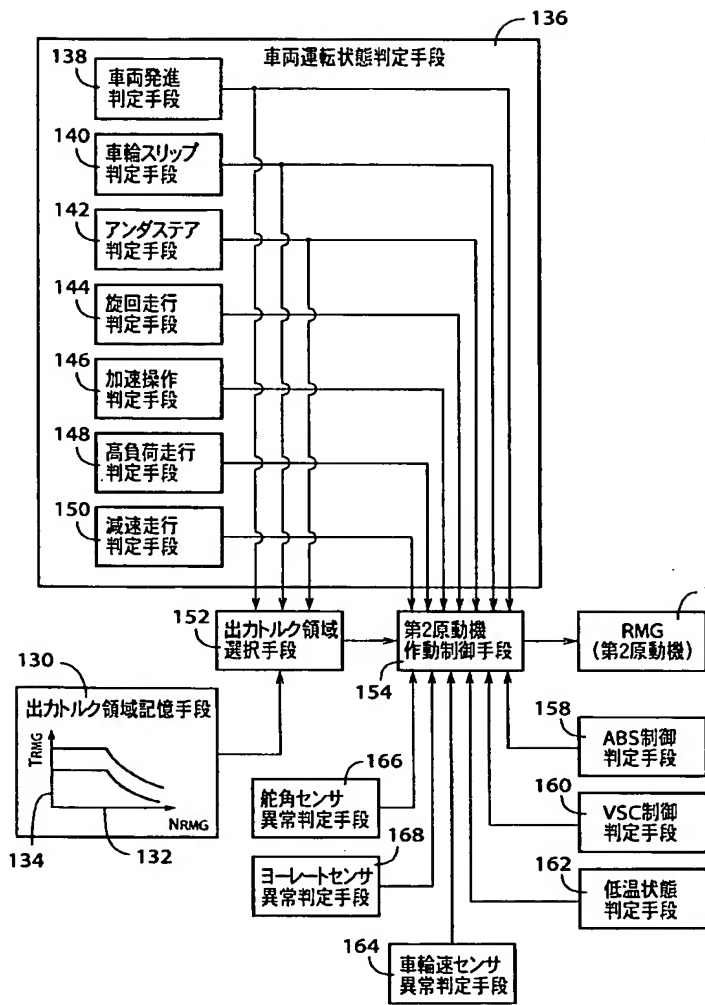
【图 1 1】



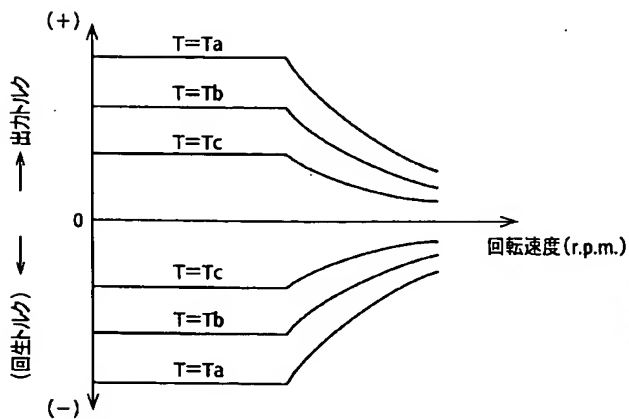
【図 12】



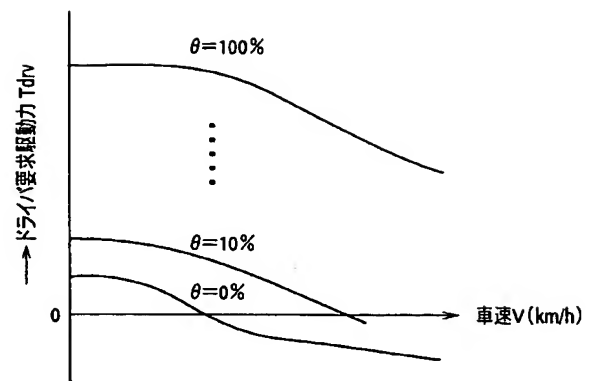
【図7】



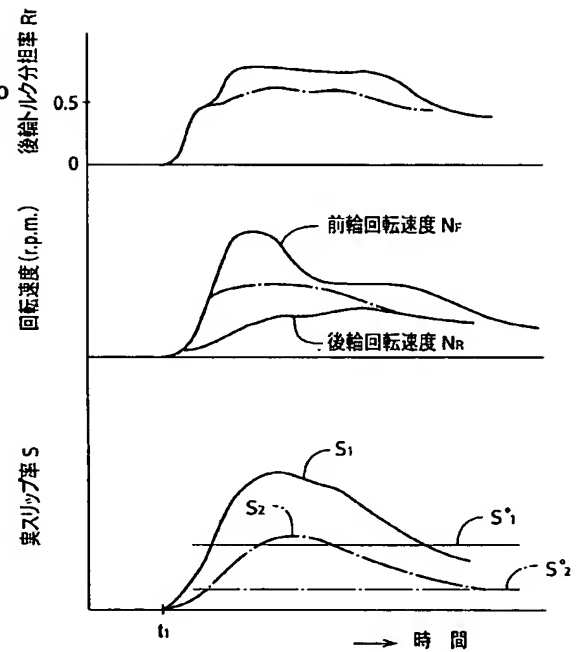
【図16】



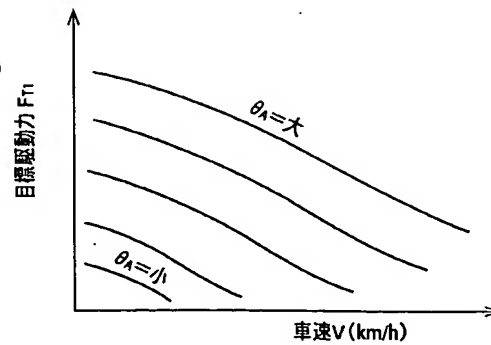
【図13】



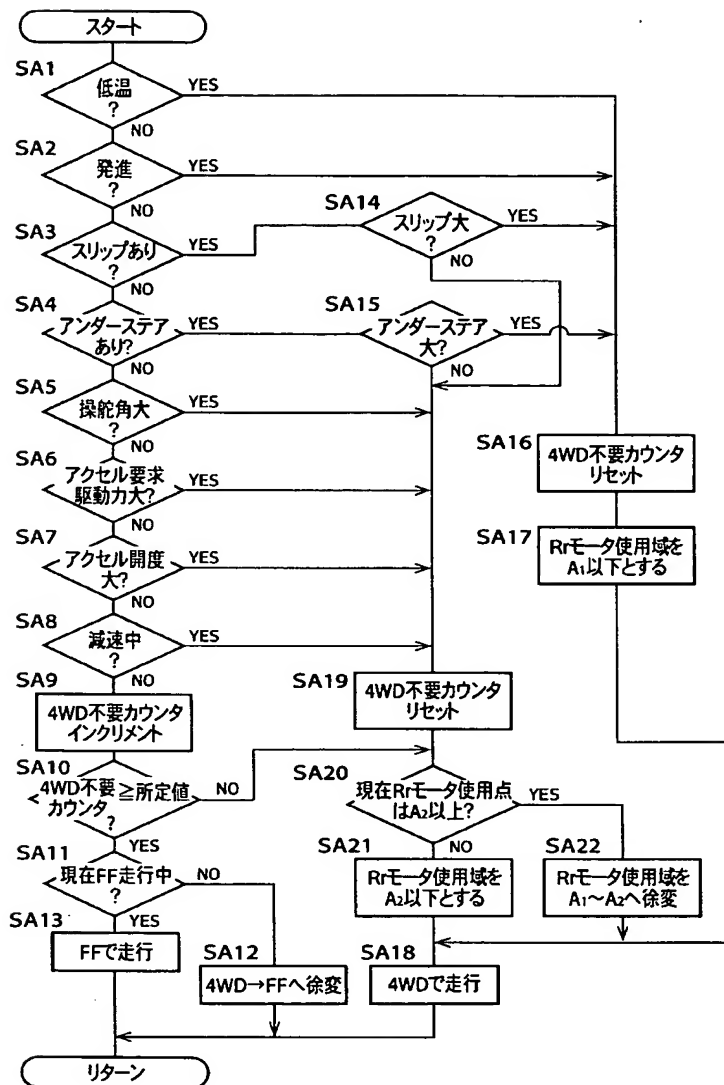
【図14】



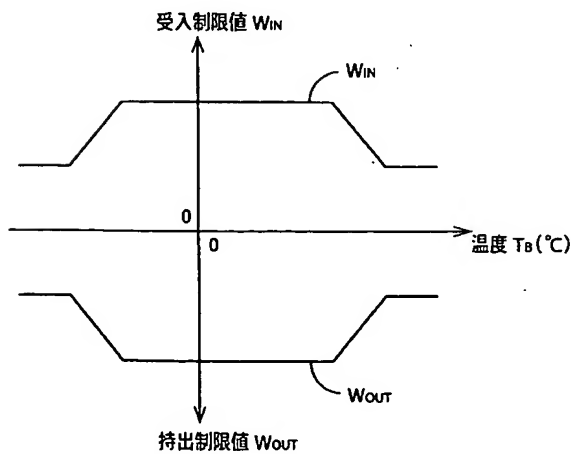
【図25】



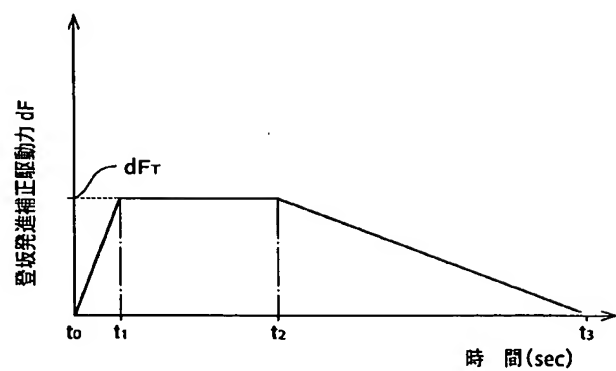
【図9】



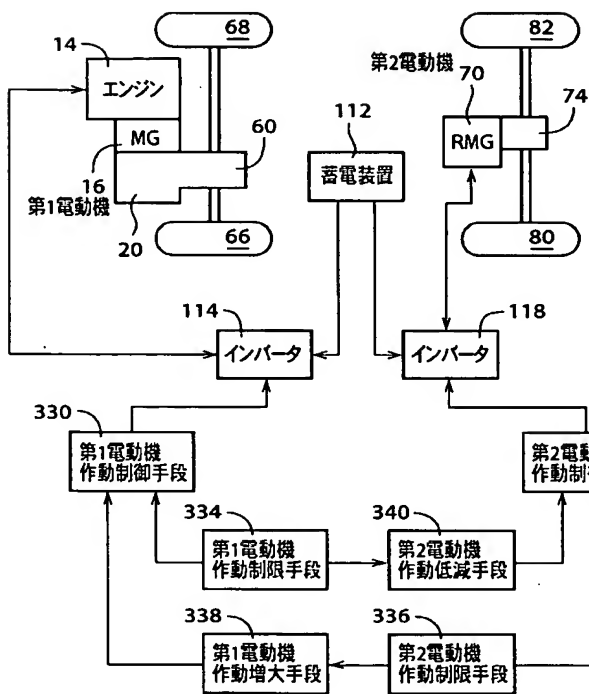
【図17】



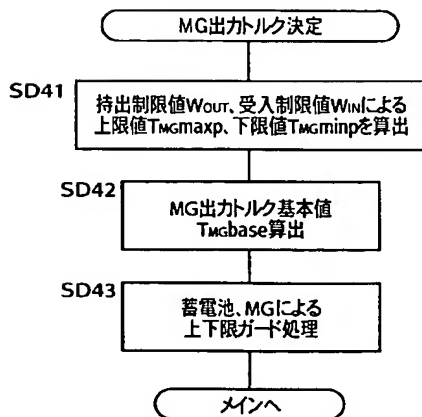
【図27】



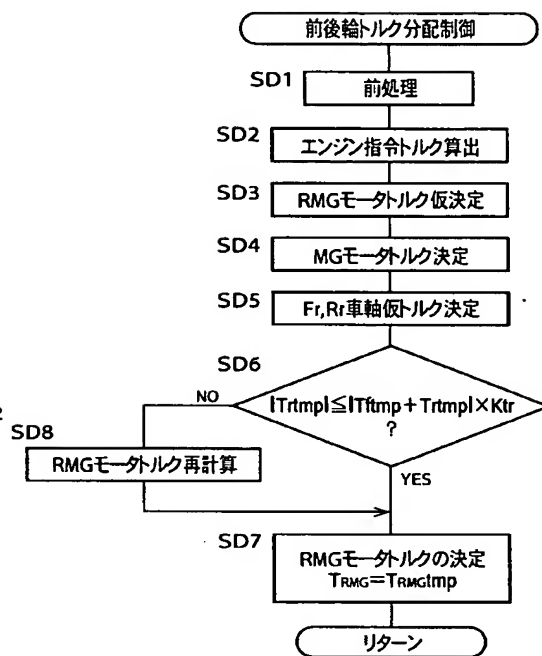
【図15】



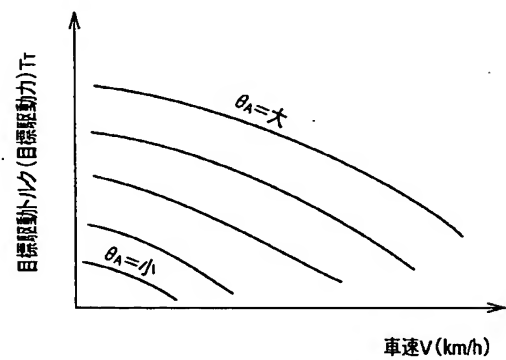
【図21】



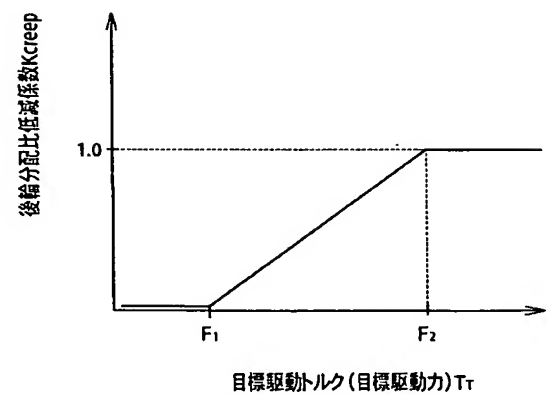
【図18】



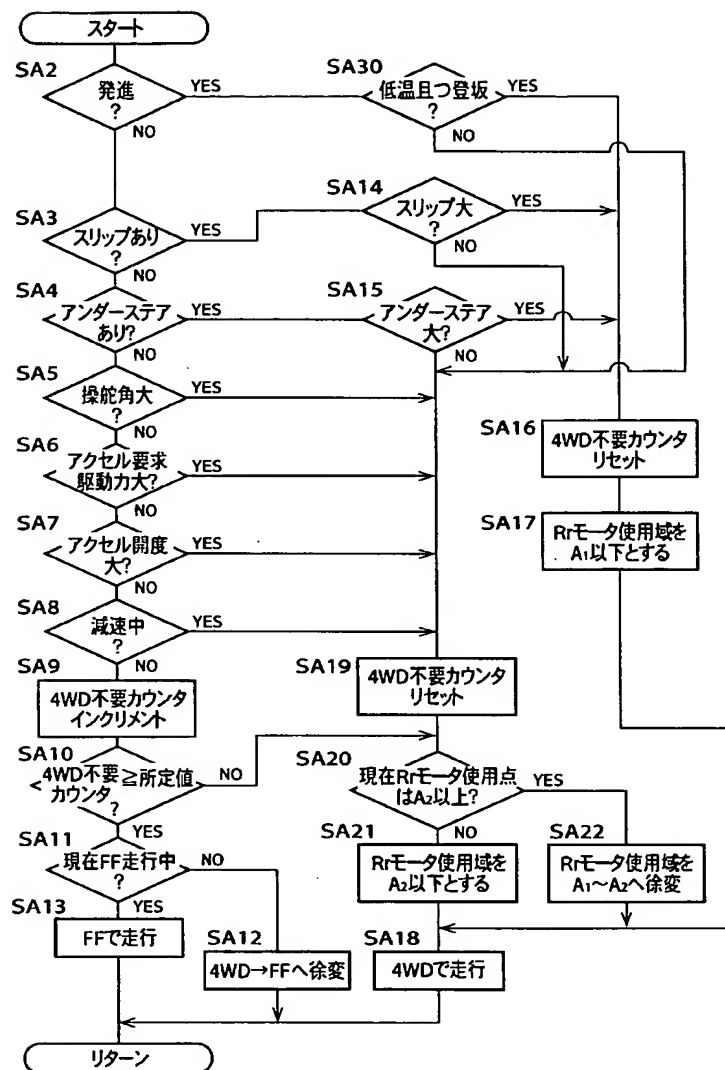
【図33】



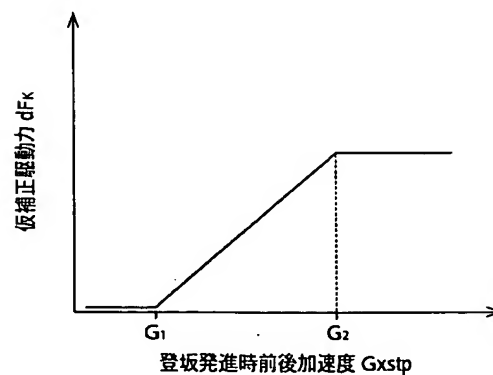
【図34】



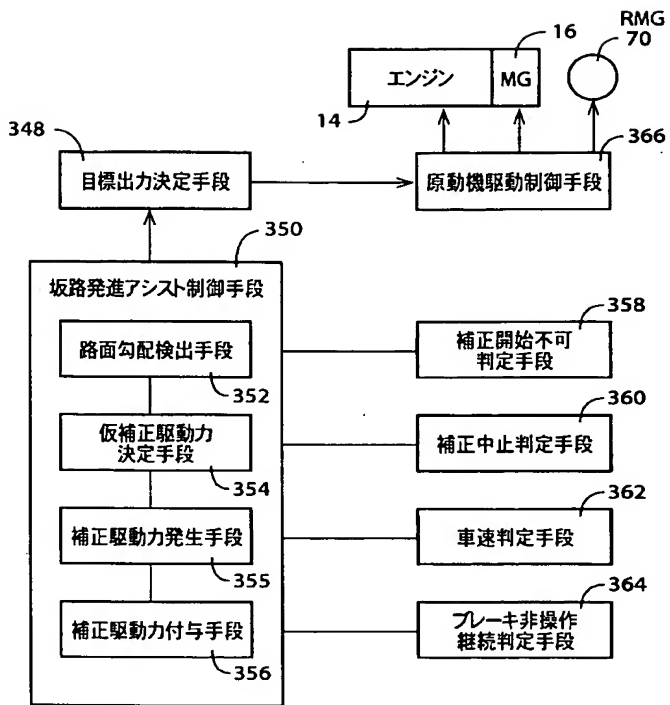
【図23】



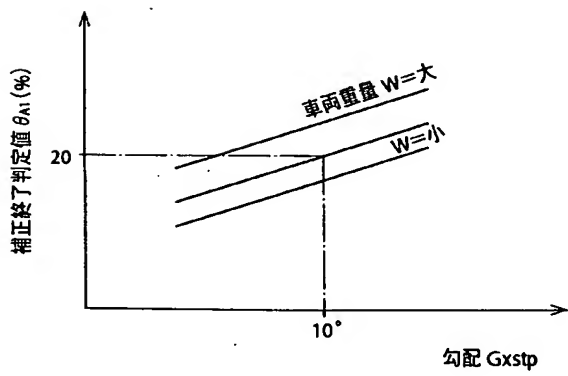
【図26】



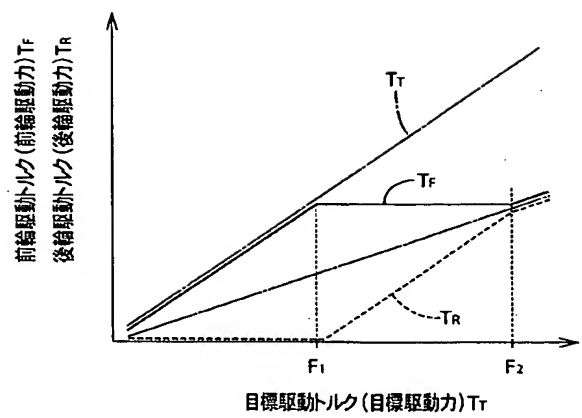
【図 24】



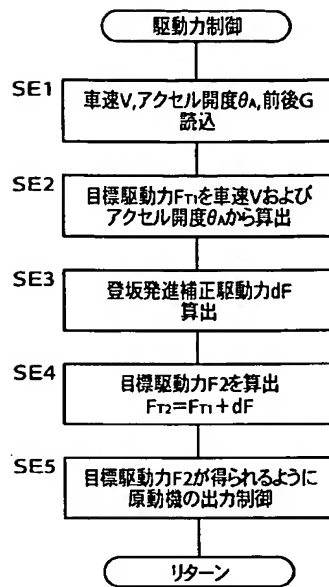
【图 28】



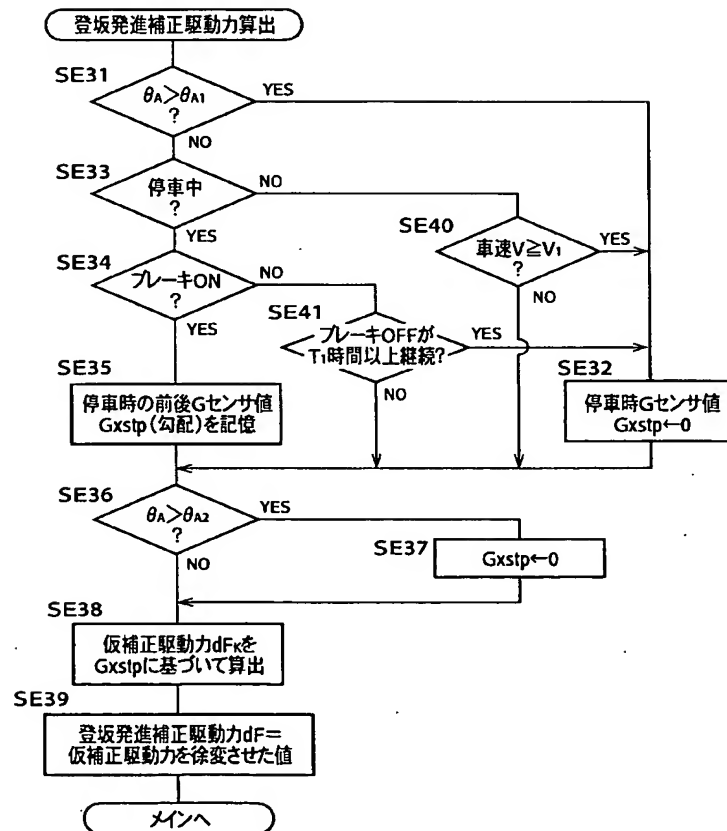
【図 3 5】



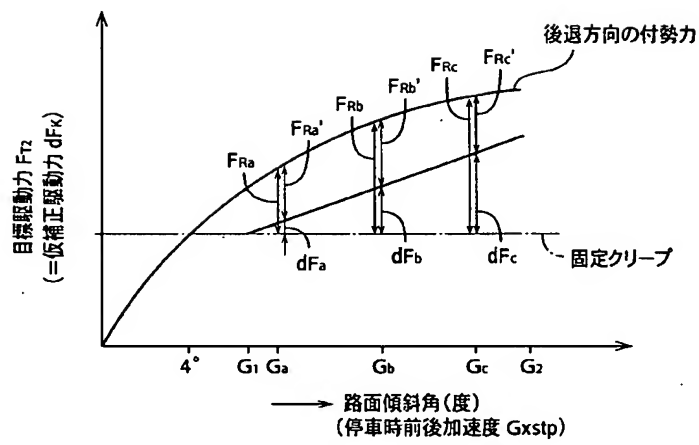
【図29】



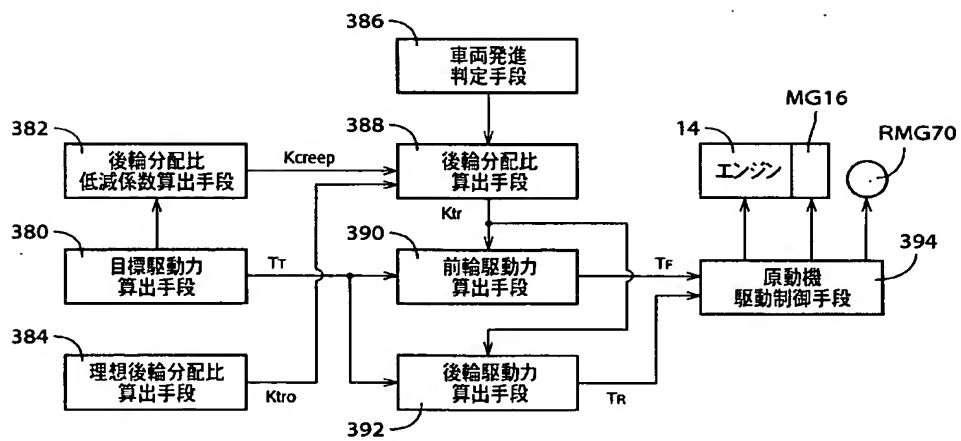
【図30】



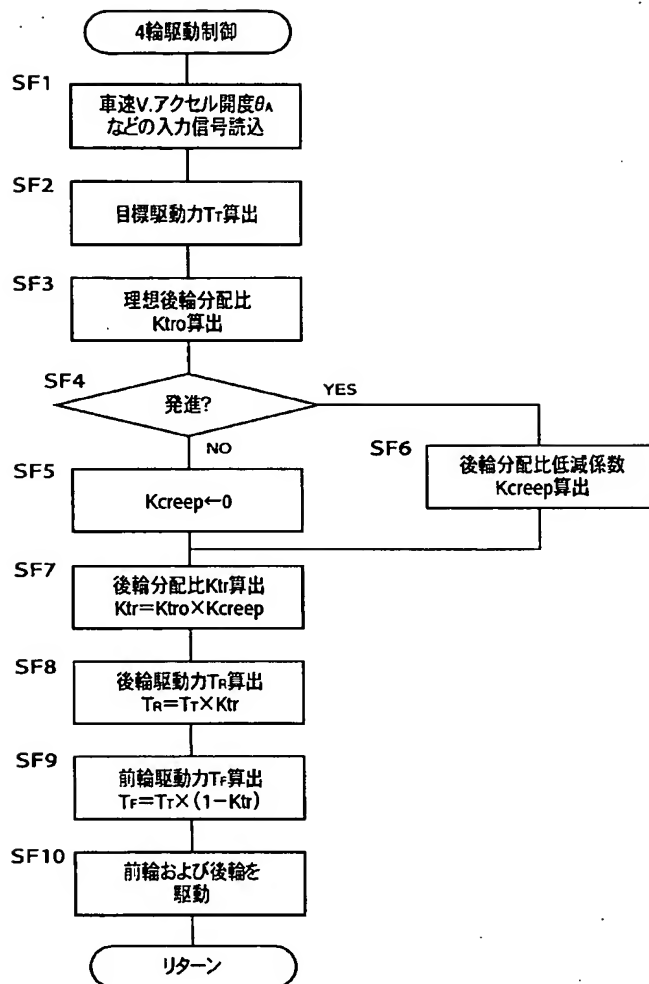
【図31】



【図32】



【図 36】



フロントページの続き

(51) Int. Cl.<sup>7</sup>

B 60 K 41/00

B 60 L 11/14

F 02 D 29/02

識別記号

3 0 1

Z H V

3 1 1

F I

B 60 K 41/00

B 60 L 11/14

F 02 D 29/02

B 60 K 9/00

テームコード (参考)

3 0 1 E

Z H V

D

3 1 1 A

E